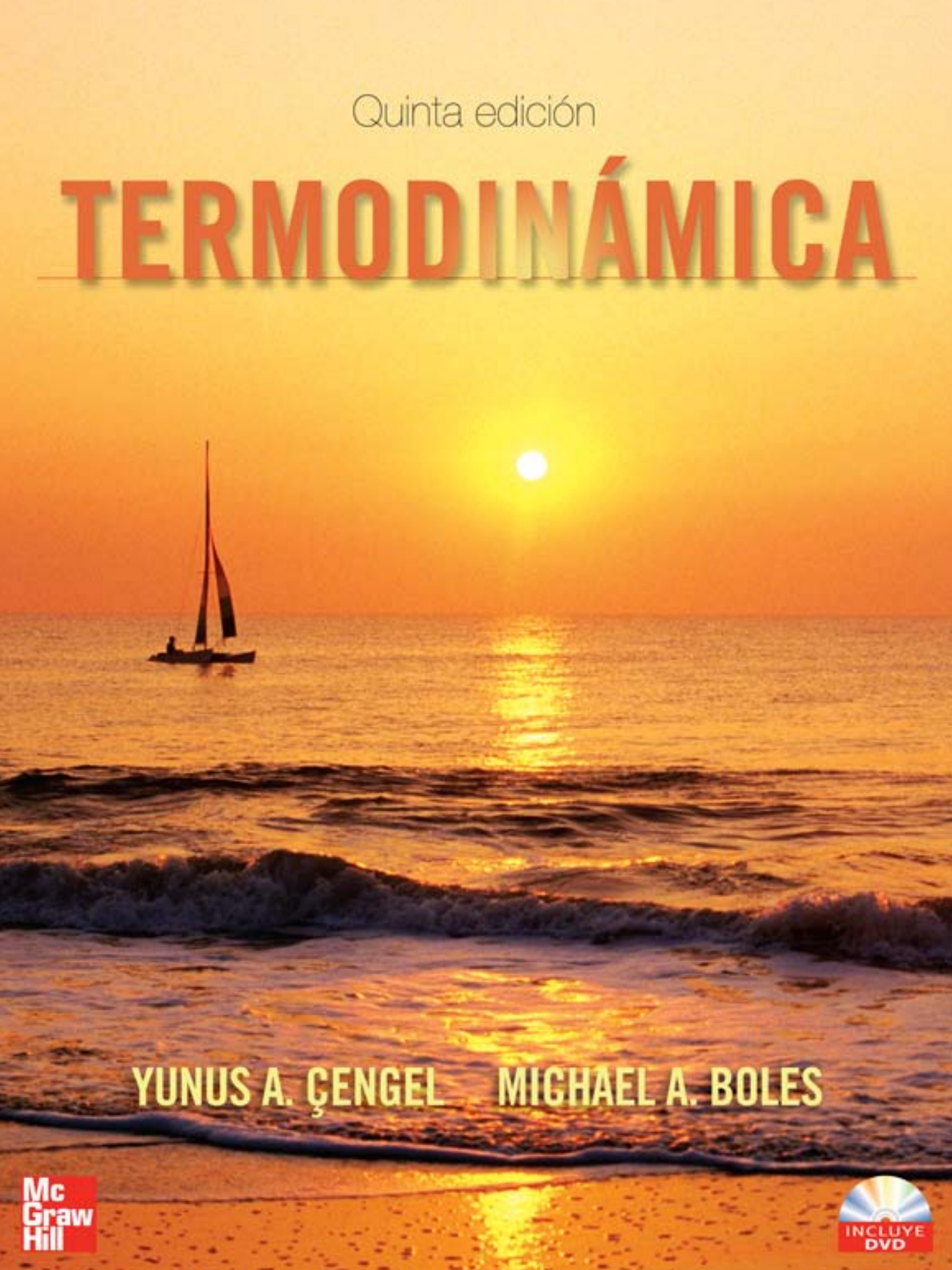
Quinta edición

TERMODINÁMICA



YUNUS A. ÇENGEL
MICHAEL A. BOLES

Mc Graw Hill

INCLUYE DVD

TERMODINÁMICA

TERMODINÁMICA

QUINTA EDICIÓN

YUNUS A. ÇENGEL
University of Nevada, Reno

MICHAEL A. BOLES
North Carolina State University

Traducción

Carlos Roberto Cordero Pedraza
Catedrático
Secretaría de Marina y Armada de México, CESNAV

Norma Angélica Moreno Chávez
Traductora profesional

Revisión técnica

Javier León Cárdenas
Jefe del Departamento de Ingeniería Mecánica
Escuela de Ingeniería
Universidad La Salle, México

MÉXICO • BOGOTÁ • BUENOS AIRES • CARACAS • GUATEMALA
LISBOA • MADRID • NUEVA YORK • SAN JUAN • SANTIAGO
AUCKLAND • LONDRES • MILÁN • MONTREAL • NUEVA DELHI
SAN FRANCISCO • SINGAPUR • SAN LUIS • SIDNEY • TORONTO

Director Higher Education: Miguel Ángel Toledo Castellanos
Director editorial: Ricardo A. del Bosque Alayón
Editor sponsor: Pablo Eduardo Roig Vázquez
Editora de desarrollo: Paula Montaño González
Supervisor de producción: Zeferino García García

TERMODINÁMICA
Quinta edición

Prohibida la reproducción total o parcial de esta obra,
por cualquier medio, sin la autorización escrita del editor.

McGraw-Hill Interamericana

DERECHOS RESERVADOS © 2006, respecto a la segunda edición en español por
McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
A Subsidiary of ***The McGraw-Hill*** *Companies, Inc.*
Prolongación Paseo de la Reforma 1015, Torre A
Piso 17, Colonia Desarrollo Santa Fe,
Delegación Álvaro Obregón
C.P. 01376, México, D.F.
Miembro de la Cámara Nacional de la Industria Editorial Mexicana, Reg. Núm. 736

Imagen de portada: Jeff Turnau/CORBIS

ISBN 970-10-5611-6

Traducido de la quinta edición de: THERMODYNAMICS. AN ENGINEERING APPROACH.
Copyright © MMVI by The McGraw-Hill Companies, Inc. All rights reserved.
Previous editions © 1989, 1994, 1998, and 2002.

0-07-288495-9

1234567890 09875432106

Impreso en México *Printed in Mexico*

The McGraw-Hill Companies

No hay nada más horroroso que la ignorancia en acción.
Goethe

La sociedad que desprecia la excelencia de la plomería por ser una actividad humilde y tolera la falsedad de la filosofía porque es una actividad excelsa, no poseerá una buena plomería ni una buena filosofía. Ni sus tuberías ni sus teorías conservarán el agua.
John Gardner

La integridad sin conocimiento es débil e inútil, mientras que el conocimiento sin integridad es peligroso y horrible.
Samuel Jackson

La preocupación por el hombre y su destino siempre debe ser el interés primordial de todo esfuerzo técnico. Nunca olvides esto entre tus diagramas y ecuaciones.
Albert Einstein

La semejanza mutua es origen de la contradicción; la congruencia es la base de la solidaridad; la pequeñez de carácter es la fuente de la arrogancia; la debilidad es la fuente del orgullo; la impotencia es el origen de la oposición, y la curiosidad es el maestro del conocimiento.
Said Nursi

Todo el arte de la enseñanza está despertando la curiosidad natural de las mentes jóvenes.
Anatole France

Un gran maestro es aquel cuyo espíritu entra en las almas de sus alumnos.
John Milton

Nadie lo sabrá, excepto tú. Sin embargo, debes vivir contigo mismo y siempre es mejor vivir con alguien que respetes, ya que el respeto engendra confianza.
Jerome Weidman

Un hábito es como un cable, tejemos un hilo de él todos los días y al final no podemos romperlo.
Horace Mann

El genio es el uno por ciento inspiración y noventa y nueve por ciento transpiración.
Thomas A. Edison

Aquel que deja de ser mejor, deja de ser bueno.
Oliver Cromwell

Cuando llamas misteriosa a una cosa significa que no la has comprendido.
Lord Kelvin

SOBRE LOS AUTORES

Yunus A. Çengel es profesor emérito de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Nevada, Reno. Realizó su licenciatura en Ingeniería Mecánica en la Universidad Técnica de Estambul y su maestría y doctorado en Ingeniería Mecánica en la Universidad Estatal de Carolina del Norte. Sus áreas de investigación son energía renovable, desalinización, análisis de exergía y conservación de la energía. De 1996 a 2000 trabajó como director del Industrial Assessment Center (IAC) en la Universidad de Nevada. Ha llevado equipos de estudiantes de Ingeniería a varias instalaciones industriales en el norte de Nevada y California para realizar evaluaciones industriales, y ha elaborado informes sobre conservación de la energía, minimización de desperdicios y mejoras en la productividad.

El Dr. Çengel es coautor de libros de texto ampliamente aceptados como *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*, segunda edición (2005) y *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications* (2006), ambos publicados por McGraw-Hill. También es autor del libro *Heat Transfer: A practical Approach*, segunda edición (2003), también publicado por McGraw-Hill. Algunos de sus libros han sido traducidos al chino, japonés, coreano, español, portugués, turco, italiano y griego.

El Dr. Çengel ha recibido varios premios como maestro destacado y tanto en 1992 como en 2000 recibió el Premio al Autor Distinguido Meriam/Wiley de la ASEE por su excelencia como autor. Además, es un ingeniero profesional titulado en el estado de Nevada y pertenece a la American Society of Mechanical Engineers (ASME), así como a la American Society for Engineering Education (ASEE).

Michael A. Boles es un distinguido profesor adjunto de Ingeniería Mecánica y Aeroespacial en la Universidad de Carolina del Norte, donde obtuvo su doctorado en Ingeniería Mecánica. El doctor Boles ha recibido numerosos premios y menciones por su excelencia como educador en Ingeniería. Le otorgaron el Premio de Educación Ralph R. Teetor de la SAE y ha sido elegido dos veces para la Academia NCSU de Profesores Destacados. En varias ocasiones, la sección de estudiantes de la ASME lo ha reconocido como profesor destacado y como el miembro de la facultad que tiene más impacto en los estudiantes de Ingeniería Mecánica.

El Dr. Boles se especializa en la transferencia de calor y ha participado en la solución analítica y numérica del cambio de fase y el secado de medios porosos. Es miembro de la American Society of Mechanical Engineers (ASME), de la American Society for Engineering Education (ASEE) y de Sigma Xi. También recibió en 1992 el Premio al Autor Distinguido Meriam/Wiley de la ASEE por su excelencia como autor.

CONTENIDO BREVE

Capítulo 1
INTRODUCCIÓN Y CONCEPTOS BÁSICOS | 1

Capítulo 2
ENERGÍA, TRANSFERENCIA DE ENERGÍA Y ANÁLISIS GENERAL DE LA ENERGÍA | 51

Capítulo 3
PROPIEDADES DE LAS SUSTANCIAS PURAS | 111

Capítulo 4
ANÁLISIS DE ENERGÍA DE SISTEMAS CERRADOS | 165

Capítulo 5
ANÁLISIS DE MASA Y ENERGÍA DE VOLÚMENES DE CONTROL | 219

Capítulo 6
LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA | 279

Capítulo 7
ENTROPÍA | 331

Capítulo 8
EXERGÍA: UNA MEDIDA DEL TRABAJO POTENCIAL | 423

Capítulo 9
CICLOS DE POTENCIA DE GAS | 487

Capítulo 10
CICLOS DE POTENCIA DE VAPOR Y COMBINADOS | 551

Capítulo 11
CICLOS DE REFRIGERACIÓN | 607

Capítulo 12
RELACIONES DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS | 651

Capítulo 13
MEZCLAS DE GASES | 681

Capítulo 14
MEZCLAS DE GAS-VAPOR Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE | 717

Capítulo 15
REACCIONES QUÍMICAS | 751

Capítulo 16
EQUILIBRIO QUÍMICO Y DE FASE | 793

Capítulo 17
FLUJO COMPRESIBLE | 823

Apéndice 1
TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI)) | 883

Apéndice 2
TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES INGLESAS) | 933

Contenido

Prefacio xix

Capítulo 1
INTRODUCCIÓN Y CONCEPTOS BÁSICOS | 1

1-1 Termodinámica y energía 2
Áreas de aplicación de la termodinámica 3

1-2 Importancia de las dimensiones y unidades 3
Algunas unidades SI e inglesas 6
Homogeneidad dimensional 8
Relaciones de conversión de unidades 9

1-3 Sistemas y volúmenes de control 10

1-4 Propiedades de un sistema 12
Continuo 12

1-5 Densidad y densidad relativa 13

1-6 Estado y equilibrio 14
Postulado de estado 14

1-7 Procesos y ciclos 15
Proceso de flujo estable 16

1-8 Temperatura y ley cero de la termodinámica 17
Escalas de temperatura 17
Escala de temperatura internacional de 1990 (ITS-90) 20

1-9 Presión 21
Variación de la presión con la profundidad 23

1-10 Manómetro 26
Otros dispositivos de medición de presión 29

1-11 Barómetro y presión atmosférica 29

1-12 Técnica para resolver problemas 33
Paso 1: enunciado del problema 33
Paso 2: esquema 33
Paso 3: suposiciones y aproximaciones 34
Paso 4: leyes físicas 34
Paso 5: propiedades 34
Paso 6: cálculos 34
Paso 7: razonamiento, comprobación y análisis 34
Paquetes de software de Ingeniería 35
Programa para resolver ecuaciones de Ingeniería (*Engineering Equation Solver*, EES) 36
Observación acerca de los dígitos significativos 38

Resumen 39
Referencias y lecturas recomendadas 39
Problemas 40

Capítulo 2
ENERGÍA, TRANSFERENCIA DE ENERGÍA Y ANÁLISIS GENERAL DE ENERGÍA | 51

2-1 Introducción 52

2-2 Formas de energía 53
Algunas consideraciones físicas en relación con la energía interna 55
Más sobre energía nuclear 56
Energía mecánica 58

2-3 Transferencia de energía por calor 60
Antecedentes históricos sobre el calor 61

2-4 Transferencia de energía por trabajo 62
Trabajo eléctrico 65

2-5 Formas mecánicas del trabajo 66
Trabajo de flecha 66
Trabajo de resorte 67
Trabajo hecho sobre barras sólidas elásticas 67
Trabajo relacionado con el estiramiento de una película líquida 68
Trabajo hecho para elevar o acelerar un cuerpo 68
Formas no mecánicas del trabajo 69

2-6 La primera ley de la termodinámica 70
Balance de energía 71
Cambio de energía de un sistema , $\Delta E_{\text{sistema}}$ 72
Mecanismos de transferencia de energía, E_{entrada} y E_{salida} 73

2-7 Eficiencia en la conversión de energía 78
Eficiencia de dispositivos mecánicos y eléctricos 82

2-8 Energía y ambiente 86
Ozono y smog 87
Lluvia ácida 88
Efecto invernadero: calentamiento global y cambio climático 89

Tema de interés especial. Mecanismos de transferencias de calor 92

Resumen 96
Referencias y lecturas recomendadas 97
Problemas 98

Capítulo 3

PROPIEDADES DE LAS SUSTANCIAS PURAS | 111

3-1 Sustancia pura 112

3-2 Fases de una sustancia pura 112

3-3 Procesos de cambio de fase en sustancias puras 113
Líquido comprimido y líquido saturado 114
Vapor saturado y vapor sobrecalentado 114
Temperatura de saturación y presión de saturación 115
Algunas consecuencias de la dependencia de T_{sat} y P_{sat} 117

3-4 Diagramas de propiedades para procesos de cambio de fase 118
1 Diagrama *T-v* 118
2 Diagrama *P-v* 120
Ampliación de los diagramas para incluir la fase sólida 121
3 Diagrama *P-T* 124
Superficie *P-v-T* 125

3-5 Tablas de propiedades 126
Entalpía: una propiedad de combinación 126
1*a* Estados de líquido saturado y de vapor saturado 127
1*b* Mezcla saturada de líquido-vapor 129
2 Vapor sobrecalentado 132
3 Líquido comprimido 133
Estado de referencia y valores de referencia 135

3-6 Ecuación de estado de gas ideal 137
¿El vapor de agua es un gas ideal? 139

3-7 Factor de compresibilidad, una medida de la desviación del comportamiento de gas ideal 139

3-8 Otras ecuaciones de estado 144
Ecuación de estado de Van der Waals 144
Ecuación de estado de Beattie-Bridgeman 145
Ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin 145
Ecuación de estado virial 145

Tema de interés especial. Presión de vapor y equilibrio de fases 149

Resumen 153
Referencias y lecturas recomendadas 154
Problemas 154

Capítulo 4

ANÁLISIS DE ENERGÍA DE SISTEMAS CERRADOS | 165

4-1 Trabajo de frontera móvil 166
Proceso politrópico 171

4-2 Balance de energía para sistemas cerrados 173

4-3 Calores específicos 178

4-4 Energía interna, entalpía y calores específicos de gases ideales 180
Relaciones de calores específicos de gases ideales 182

4-5 Energía interna, entalpía y calores específicos de sólidos y líquidos 189
Cambios de energía interna 189
Cambios de entalpía 189

Tema de interés especial. Aspectos termodinámicos de los sistemas biológicos 193

Resumen 200
Referencias y lecturas recomendadas 201
Problemas 201

Capítulo 5

ANÁLISIS DE MASA Y ENERGÍA DE VOLÚMENES DE CONTROL | 219

5-1 Conservación de la masa 220
Flujos másico y volumétrico 220
Principio de conservación de la masa 222
Balance de masa para procesos de flujo estable 223
Caso especial: flujo incompresible 224

5-2 Trabajo de flujo y energía de un fluido en movimiento 226
Energía total de un fluido en movimiento 227
Energía transportada por la masa 228

5-3 Análisis de energía de sistemas de flujo estable 230

5-4 Algunos dispositivos de Ingeniería de flujo estable 233
1 Toberas y difusores 233
2 Turbinas y compresores 236
3 Válvulas de estrangulamiento 239
4*a* Cámaras de mezclado 240
4*b* Intercambiadores de calor 242
5 Flujo en tuberías y ductos 244

5-5 Análisis de procesos de flujo inestable 246

Tema de interés especial. Ecuación general de energía 252

Resumen 255
Referencias y lecturas recomendadas 256
Problemas 256

Capítulo 6

LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA | 279

6-1 Introducción a la segunda ley 280

6-2 Depósitos de energía térmica 281

6-3 Máquinas térmicas 282
Eficiencia térmica 283
¿Es posible ahorrar Q_{salida}? 285
La segunda ley de la termodinámica: enunciado de Kelvin-Planck 287
6-4 Refrigeradores y bombas de calor 287
Coeficiente de desempeño 288
Bombas de calor 289
La segunda ley de la termodinámica: enunciado de Clausius 292
Equivalencia de los dos enunciados 292
6-5 Máquinas de movimiento perpetuo 293
6-6 Procesos reversibles e irreversibles 296
Irreversibilidades 297
Procesos internamente y externamente reversibles 298
6-7 El ciclo de Carnot 299
Ciclo de Carnot inverso 301
6-8 Principios de Carnot 301
6-9 Escala termodinámica de temperatura 303
6-10 La máquina térmica de Carnot 305
Calidad de la energía 307
Cantidad contra calidad en la vida diaria 308
6-11 El refrigerador de Carnot y la bomba de calor 309
Tema de interés especial. Refrigeradores domésticos 311
Resumen 315
Referencias y lecturas recomendadas 316
Problemas 316

Capítulo 7

ENTROPÍA | 331

7-1 Entropía 332
Caso especial: procesos isotérmicos de transferencia de calor internamente reversibles 334
7-2 El principio del incremento de entropía 335
Algunos comentarios sobre la entropía 337
7-3 Cambio de entropía de sustancias puras 339
7-4 Procesos isentrópicos 343
7-5 Diagramas de propiedades que involucran a la entropía 344
7-6 ¿Qué es la entropía? 346
La entropía y la generación de entropía en la vida diaria 348
7-7 Las relaciones $T\,ds$ 350
7-8 Cambio de entropía de líquidos y sólidos 351
7-9 Cambio de entropía de gases ideales 354
Calores específicos constantes (análisis aproximado) 355
Calores específicos variables (análisis exacto) 356
Proceso isentrópico de gases ideales 358
Calores específicos constantes (análisis aproximado) 358
Calores específicos variables (análisis exacto) 359
Presión relativa y volumen específico relativo 359
7-10 Trabajo reversible en flujo estable 362
Demostración de que los dispositivos de flujo estable entregan el máximo trabajo y consumen el mínimo cuando el proceso es reversible 365
7-11 Minimización del trabajo del compresor 366
Compresión por etapas múltiples con interenfriamiento 367
7-12 Eficiencias isentrópicas de dispositivos de flujo estable 370
Eficiencia isentrópica de turbinas 371
Eficiencias isentrópicas de compresores y bombas 373
Eficiencia isentrópica de toberas 375
7-13 Balance de entropía 377
Cambio de entropía de un sistema, $\Delta S_{sistema}$ 378
Mecanismos de transferencia de entropía, $S_{entrada}$ y S_{salida} 378
1 Transferencia de calor 378
2 Flujo másico 379
Generación de entropía , S_{gen} 380
Sistemas cerrados 381
Volúmenes de control 381
Generación de entropía asociada con un proceso de transferencia de calor 389
Tema de interés especial. Reducción del costo del aire comprimido 391
Resumen 400
Referencias y lecturas recomendadas 401
Problemas 402

Capítulo 8

EXERGÍA: UNA MEDIDA DEL TRABAJO POTENCIAL | 423

8-1 Exergía: potencial de trabajo de la energía 424
Exergía (potencial de trabajo) asociado con la energía cinética y potencial 425
8-2 Trabajo reversible e irreversibilidad 427
8-3 Eficiencia de la segunda ley, η_{II} 432
8-4 Cambio de exergía de un sistema 434
Exergía de una masa fija: exergía sin flujo (o de sistema cerrado) 435
Exergía de una corriente de fluido: exergía de flujo (o corriente) 437
8-5 Transferencia de exergía por calor, trabajo y masa 440
Transferencia de exergía por calor, Q 440
Transferencia de exergía por trabajo, W 442
Transferencia de exergía por masa, m 442
8-6 Principio de disminución de exergía y destrucción de exergía 443
Destrucción de exergía 444

8-7 Balance de exergía: sistemas cerrados 444

8-8 Balance de exergía: volúmenes de control 457
Balance de exergía para sistemas de flujo estable 458
Trabajo reversible, W_{rev} 459
Eficiencia de la segunda ley para dispositivos de flujo estable, η_{II} 459

Tema de interés especial. Aspectos cotidianos de la segunda ley 465

Resumen 469
Referencias y lecturas recomendadas 470
Problemas 470

Capítulo 9

CICLOS DE POTENCIA DE GAS | 487

9-1 Consideraciones básicas para el análisis de los ciclos de potencia 488

9-2 El ciclo de Carnot y su valor en ingeniería 490

9-3 Suposiciones de aire estándar 492

9-4 Breve panorama de las máquinas reciprocantes 493

9-5 Ciclo de Otto: el ciclo ideal para las máquinas de encendido por chispa 494

9-6 Ciclo diesel: el ciclo ideal para las máquinas de encendido por compresión 500

9-7 Ciclos Stirling y Ericsson 503

9-8 Ciclo Brayton: el ciclo ideal para los motores de turbina de gas 507
Desarrollo de las turbinas de gas 510
Desviación de los ciclos reales de turbina de gas en comparación con los idealizados 513

9-9 Ciclo Brayton con regeneración 515

9-10 Ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración 517

9-11 Ciclos ideales de propulsión por reacción 521
Modificaciones para motores de turborreactor 525

9-12 Análisis de la segunda ley de ciclos de potencia de gas 527

Tema de interés especial. Ahorro de combustible y dinero al manejar con sensatez 530

Resumen 537
Referencias y lecturas recomendadas 538
Problemas 539

Capítulo 10

CICLOS DE POTENCIA DE VAPOR Y COMBINADOS | 551

10-1 El ciclo de vapor de Carnot 552

10-2 Ciclo Rankine: el ciclo ideal para los ciclos de potencia de vapor 553
Análisis de energía del ciclo Rankine ideal 554

10-3 Desviación de los ciclos de potencia de vapor reales respecto de los idealizados 557

10-4 ¿Cómo incrementar la eficiencia del ciclo Rankine? 560
Reducción de la presión del condensador (*reducción* $T_{baja,prom}$) 560
Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas (*incremento* $T_{alta,prom}$) 561
Incremento de la presión de la caldera (*incremento* $T_{alta,prom}$) 561

10-5 El ciclo Rankine ideal con recalentamiento 564

10-6 El ciclo Rankine ideal regenerativo 568
Calentadores abiertos de agua de alimentación 568
Calentadores cerrados de agua de alimentación 570

10-7 Análisis de la segunda ley en ciclos de potencia de vapor 576

10-8 Cogeneración 578

10-9 Ciclos de potencia combinados de gas y vapor 583

Tema de interés especial. Ciclos binarios de vapor 586

Resumen 589
Referencias y lecturas recomendadas 589
Problemas 590

Capítulo 11

CICLOS DE REFRIGERACIÓN | 607

11-1 Refrigeradores y bombas de calor 608

11-2 El ciclo invertido de Carnot 609

11-3 El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor 610

11-4 Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor 614

11-5 Selección del refrigerante adecuado 616

11-6 Sistemas de bombas de calor 618

11-7 Sistemas innovadores de refrigeración por compresión de vapor 620
Sistemas de refrigeración en cascada 620
Sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas 623

Sistemas de refrigeración de propósito múltiple con un solo compresor 625
Licuefacción de gases 626

11-8 Ciclos de refrigeración de gas 628

11-9 Sistemas de refrigeración por absorción 631

Tema de interés especial. Generación de potencia termodinámica y sistemas de refrigeración 634

Resumen 636
Referencias y lecturas recomendadas 637
Problemas 637

Capítulo 12

RELACIONES DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS | 651

12-1 Un poco de matemáticas: derivadas parciales y relaciones asociadas 652
Diferenciales parciales 653
Relaciones de derivadas parciales 655

12-2 Relaciones de Maxwell 656

12-3 La ecuación de Clapeyron 658

12-4 Relaciones generales para du, dh, ds, c_v y c_p 661
Cambios en la energía interna 661
Cambios de entalpía 662
Cambios de entropía 663
Calores específicos c_v y c_p 664

12-5 El coeficiente Joule-Thomson 668

12-6 Las Δh, Δu y Δs de gases reales 669
Cambios en la entalpía de gases reales 670
Cambios de energía interna de gases ideales 671
Cambios de entropía de gases reales 671

Resumen 674
Referencias y lecturas recomendadas 675
Problemas 675

Capítulo 13

MEZCLAS DE GASES | 681

13-1 Composición de una mezcla de gases: fracciones molares y de masa 682

13-2 Comportamiento P-v-T de mezclas de gases: gases ideales y reales 684
Mezclas de gases ideales 685
Mezclas de gases reales 685

13-3 Propiedades de mezclas de gases: gases ideales y reales 689
Mezclas de gases ideales 690
Mezclas de gases reales 693

Tema de interés especial. Potencial químico y el trabajo de separación de mezclas 697

Resumen 708
Referencias y lecturas recomendadas 709
Problemas 709

Capítulo 14

MEZCLAS DE GAS-VAPOR Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE | 717

14-1 Aire seco y aire atmosférico 718

14-2 Humedad específica y relativa del aire 719

14-3 Temperatura de punto de rocío 721

14-4 Temperaturas de saturación adiabática y de bulbo húmedo 723

14-5 La carta psicrométrica 726

14-6 Comodidad humana y acondicionamiento de aire 727

14-7 Procesos de acondicionamiento de aire 729
Calentamiento y enfriamiento simple (ω = constante) 730
Calentamiento con humidificación 731
Enfriamiento con deshumidificación 732
Enfriamiento evaporativo 734
Mezcla adiabática de corrientes de aire 735
Torres de enfriamiento húmedas 737

Resumen 739
Referencias y lecturas recomendadas 741
Problemas 741

Capítulo 15

REACCIONES QUÍMICAS | 751

15-1 Combustibles y combustión 752

15-2 Procesos de combustión teórica y real 756

15-3 Entalpía de formación y entalpía de combustión 762

15-4 Análisis de la primera ley de sistemas reactivos 765
Sistemas de flujo estable 765
Sistemas cerrados 767

15-5 Temperatura de flama adiabática 770

15-6 Cambio de entropía de sistemas reactivos 773

15-7 Análisis de segunda ley de sistemas reactivos 775

Temas de interés especial. Celdas de combustible 780

Resumen 782
Referencias y lecturas recomendadas 783
Problemas 783

Capítulo 16

EQUILIBRIO QUÍMICO Y DE FASE | 793

16-1 Criterio para el equilibrio químico 794
16-2 La constante de equilibrio para mezclas de gases ideales 796
16-3 Algunas observaciones respecto a la K_P de las mezclas de gases ideales 799
16-4 Equilibrio químico para reacciones simultáneas 804
16-5 Variación de K_P con la temperatura 806
16-6 Equilibrio de fase 808
Equilibrio de fase para un sistema de un solo componente 808
La regla de la fase 809
Equilibrio de fase para un sistema multicomponente 810
Resumen 815
Referencias y lecturas recomendadas 816
Problemas 817

Capítulo 17

FLUJO COMPRESIBLE | 823

17-1 Propiedades de estancamiento 824
17-2 Velocidad del sonido y número de Mach 827
17-3 Flujo isentrópico en una dimensión 829
Variación de la velocidad del fluido con el área de flujo 832
Relaciones de propiedades para el flujo isentrópico de gases ideales 834
17-4 Flujo isentrópico a través de toberas 836
Toberas convergentes 836
Toberas convergentes-divergentes 841
17-5 Ondas de choque y ondas de expansión 845
Choques normales 845
Choques oblicuos 852
Ondas expansivas de Prandtl-Meyer 856
17-6 Flujo en un ducto con transferencia de calor y con fricción insignificante (flujo de Rayleigh) 860
Relaciones de propiedades para flujos de Rayleigh 866
Flujo de Rayleigh estrangulado 867
17-7 Toberas de vapor 869
Resumen 872
Referencias y lecturas recomendadas 873
Problemas 874

Apéndice 1

TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI) | 883

Tabla A-1 Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico 884
Tabla A-2 Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes 885
Tabla A-3 Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes 888
Tabla A-4 Agua saturada. Tabla de temperaturas 890
Tabla A-5 Agua saturada. Tabla de presiones 892
Tabla A-6 Vapor de agua sobrecalentado 894
Tabla A-7 Agua líquida comprimida 898
Tabla A-8 Hielo saturado. Vapor de agua 899
Figura A-9 Diagrama *T-s* para el agua 900
Figura A-10 Diagrama de Mollier para el agua 901
Tabla A-11 Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura 902
Tabla A-12 Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión 904
Tabla A-13 Refrigerante 134a sobrecalentado 905
Figura A-14 Diagrama *P-h* para refrigerante 134a 907
Figura A-15 Gráfica generalizada de compresibilidad de Nelson-Obert 908
Tabla A-16 Propiedades de la atmósfera a gran altitud 909
Tabla A-17 Propiedades de gas ideal del aire 910
Tabla A-18 Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2 912
Tabla A-19 Propiedades de gas del oxígeno, O_2 914
Tabla A-20 Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2 916
Tabla A-21 Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO 918
Tabla A-22 Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2 920
Tabla A-23 Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O 921
Tabla A-24 Propiedades de gas ideal del oxígeno monoatómico, O 923
Tabla A-25 Propiedades de gas ideal del hidroxilo, OH 923

Tabla A-26 Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25°C, 1 atm 924
Tabla A-27 Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes 925
Tabla A-28 Logaritmos naturales de la constante de equilibrio K_p 926
Figura A-29 Gráfica generalizada de desviación de entalpía 927
Figura A-30 Gráfica generalizada de desviación de entropía 928
Figura A-31 Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total 929
Tabla A-32 Funciones unidimensionales isentrópicas de flujo compresible para un gas ideal con $k = 1.4$ 930
Tabla A-33 Funciones unidimensionales de choque normal de un gas ideal con $k = 1.4$ 931
Tabla A-34 Funciones del flujo de Rayleigh para un gas ideal con $k = 1.4$ 932

Apéndice 2

TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES INGLESAS) | 933

Tabla A-1E Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico 934
Tabla A-2E Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes 935
Tabla A-3E Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes 938
Tabla A-4E Agua saturada. Tabla de temperaturas 940
Tabla A-5E Agua saturada. Tabla de presiones 942
Tabla A-6E Vapor de agua sobrecalentado 944
Tabla A-7E Agua líquida comprimida 948
Tabla A-8E Hielo saturado. Vapor de agua 949
Figura A-9E Diagrama *T-s* para el agua 950
Figura A-10E Diagrama de Mollier para el agua 951
Tabla A-11E Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura 952
Tabla A-12E Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión 953
Tabla A-13E Refrigerante 134a sobrecalentado 954
Figura A-14E Diagrama *P-h* para refrigerante 134a 956
Tabla A-16E Propiedades de la atmósfera a gran altitud 957
Tabla A-17E Propiedades de gas ideal del aire 958
Tabla A-18E Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2 960
Tabla A-19E Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2 962
Tabla A-20E Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2 964
Tabla A-21E Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO 966
Tabla A-22E Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2 968
Tabla A-23E Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O 969
Tabla A-26E Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 77°C, 1 atm 971
Tabla A-27E Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes 972
Figura A-31E Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total 973

Índice 975

PREFACIO

ANTECEDENTES

La termodinámica es una materia excitante y fascinante que trata sobre la energía, la cual es esencial para la conservación de la vida mientras que la termodinámica ha sido por mucho tiempo una parte fundamental de los programas de estudio de ingeniería en todo el mundo. Ciencia que tiene una amplia aplicación que va desde los organismos microscópicos hasta los electrodomésticos, los vehículos de transporte, los sistemas de generación de energía eléctrica e incluso la filosofía. Este libro contiene suficiente material para dos cursos consecutivos de termodinámica y se supone que los estudiantes poseen antecedentes sólidos en física y cálculo.

OBJETIVOS

Esta obra está pensada para ser utilizada por los estudiantes como libro de texto durante los últimos años de su licenciatura y por ingenieros expertos como libro de referencia. Los objetivos de esta obra son:

- Cubrir los *principios básicos* de la termodinámica.
- Presentar una vasta cantidad de *ejemplos reales de ingeniería* con la finalidad de proporcionar al estudiante una idea de cómo se aplica la termodinámica en la práctica de la ingeniería.
- Desarrollar una *comprensión intuitiva* de la termodinámica haciendo énfasis en la física y en los argumentos físicos.

Se desea sobre todo que este libro, a través de las claras explicaciones que contiene sobre conceptos y uso de numerosos ejemplos prácticos y figuras, ayude a los estudiantes a desarrollar las habilidades básicas para llenar el espacio que existe entre el conocimiento y la confianza para aplicar adecuadamente tal aprendizaje.

FILOSOFÍA Y OBJETIVO

La filosofía que contribuyó a la enorme popularidad que gozaron anteriores ediciones de esta obra se ha conservado intacta en esta nueva edición. En particular, el objetivo ha sido proporcionar un libro de Ingeniería que

- Llegue directamente y *de una manera simple pero precisa* a la mente de los futuros ingenieros.
- Conduzca a los estudiantes hacia una comprensión clara y un conocimiento firme de los *principios básicos* de la termodinámica.
- Fomente el *pensamiento creativo* y el desarrollo de una *compresión más profunda* y *un conocimiento intuitivo* sobre la materia.
- Sea *leído* por los estudiantes con *interés* y *entusiasmo* en vez de que se utilice como una ayuda en la resolución de problemas.

Se ha hecho un esfuerzo especial para atraer la curiosidad natural de los lectores y ayudar a los estudiantes a explorar las diversas facetas del emocionante tema de la termodinámica. La respuesta entusiasta que hemos recibido por parte de los usuarios de ediciones anteriores —desde pequeños colegios hasta grandes universidades— indica que nuestros objetivos se han alcanzado en buena parte. Nuestra filosofía ha sido que la mejor forma de aprender es a través de la práctica, por lo tanto se ha realizado un esfuerzo especial a lo largo de todo el libro para reforzar el material que se presentó en ediciones anteriores.

Antes, los ingenieros pasaban una gran parte de su tiempo sustituyendo valores en las fórmulas y obteniendo resultados numéricos, sin embargo, ahora la manipulación de fórmulas y el procesamiento de datos numéricos se reservan principalmente a las computadoras. El ingeniero del mañana deberá tener una comprensión clara y conocimientos firmes sobre los *principios básicos* de modo que pueda comprender incluso los problemas más complejos, formularlos e interpretar los resultados. Nos esforzamos por enfatizar estos principios básicos y además ofrecemos a los estudiantes un panorama del uso que se da a las computadoras en la práctica de la Ingeniería.

En todo el libro se ha utilizado el enfoque tradicional *clásico* o *macroscópico* con argumentos microscópicos que juegan un papel de soporte. Este enfoque está más en línea con la intuición de los estudiantes y hace mucho más fácil el aprendizaje de la materia.

LO NUEVO EN ESTA EDICIÓN

Todas las características conocidas de las ediciones anteriores se conservan en ésta y además se añaden nuevas. Exceptuando la reorganización del tratamiento de la primera ley y la actualización de las propiedades del vapor y del refrigerante, el cuerpo principal del texto permanece en su mayor parte sin modificaciones. Los cambios más importantes en esta quinta edición se destacan enseguida.

PRESENTACIÓN TEMPRANA DE LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La primera ley de la termodinámica se presenta ahora en esta edición al principio del capítulo 2, “Energía, transferencia de energía y análisis general de la energía”. Este capítulo introductorio conforma el marco para establecer una comprensión general de las diferentes formas de la energía, los mecanismos para la transferencia de energía, el concepto de balance de energía, la economía termodinámica, la conversión de energía y la eficiencia de conversión, mediante el uso de escenarios familiares dentro de los que se incluyen formas de energía eléctrica y mecánica, principalmente. Asimismo, en las primeras etapas del curso se expone para los estudiantes algunas formidables aplicaciones de la termodinámica en la vida real y les ayuda a crear conciencia del valor económico de la energía.

TRATAMIENTO INDEPENDIENTE DE LOS SISTEMAS CERRADOS Y ANÁLISIS DE ENERGÍA DE VOLÚMENES DE CONTROL

El análisis de energía de los sistemas cerrados se presenta en esta edición en un capítulo independiente, el cuarto, junto con el trabajo de frontera y el análisis de los calores específicos tanto de gases ideales como de sustancias incompresibles. El tema de la conservación de la masa se aborda en conjunto con el de la conservación de la energía en el capítulo 5, en el cual también se presenta una deducción formal de la ecuación general de la energía en el apartado denominado “Tema de interés especial”.

TRATAMIENTO REVISADO SOBRE EL FLUJO COMPRESIBLE

El capítulo acerca del flujo compresible que aborda los efectos de la compresibilidad (ahora capítulo 17) fue revisado y actualizado. Este capítulo incluye los temas de choques oblicuos y del flujo con transferencia de calor (flujo de Rayleigh), con algunas fotografías y extensos análisis sobre las ondas de choque.

TABLAS ACTUALIZADAS DEL VAPOR Y DEL REFRIGERANTE 134A

Se han actualizado las tablas del vapor y del refrigerante 134a mediante el empleo de datos del EES sobre propiedades más recientes. Se han revisado las tablas A-4 a la A-8 y de la A-11 a la A-13, así como las correspondientes en unidades inglesas. Todos los ejemplos y problemas que incluyen vapor o refrigerante 134a también fueron revisados con la finalidad de reflejar los pequeños cambios en las propiedades de estas dos sustancias. Una ventaja adicional de esta actualización es que los estudiantes podrán obtener los mismos resultados al resolver problemas, ya sea utilizando las propiedades del vapor o del refrigerante presentadas en el EES o en las tablas de propiedades que se encuentran en los apéndices.

MÁS DE 300 NUEVOS PROBLEMAS DE COMPRENSIÓN

Esta edición incluye más de 300 problemas de comprensión nuevos que provienen en su mayor parte de aplicaciones industriales. Los problemas cuya solución requiere de investigaciones paramétricas y por lo tanto del uso de una computadora se encuentran identificados con un ícono de computadora EES, como aparece en ediciones anteriores.

CAMBIOS DE CONTENIDO Y REORGANIZACIÓN

Para aquellos estudiantes familiarizados con las ediciones anteriores, los cambios más importantes de los diferentes capítulos se resumen a continuación.

- El capítulo 1 se revisó en su mayor parte y se modificó el título por "Introducción y conceptos básicos". Se añadió la sección *Densidad y gravedad específica* y la subsección *La escala internacional de temperaturas de 1990*. Las secciones *Formas de energía* y *Energía y medio ambiente* se trasladaron al nuevo capítulo 2, mientras que el "Tema de interés especial: *aspectos termodinámicos de los sistemas biológicos* se pasó al nuevo cuarto capítulo
- El nuevo capítulo 2 "Energía, transferencia de energía y análisis general de la energía" consiste en su mayor parte de las secciones *Formas de energía* y *Energía y medio ambiente*, pertenecientes al anterior capítulo 1; *Transferencia de energía por calor*, *Transferencia de energía por trabajo* y *Formas mecánicas de energía*, del capítulo 3; *La primera ley de la termodinámica* del capítulo 4, y de *Eficiencias de la conversión de energía* del quinto capítulo. El "Tema de interés especial" del nuevo capítulo 2 es *Mecanismos de transferencia de calor*, perteneciente al anterior tercer capítulo.
- El capítulo 3 "Propiedades de las sustancias puras" es, en esencia, el capítulo 2 de la edición anterior, excepto en que las tres últimas secciones sobre *calores específicos* forman parte ahora del nuevo capítulo 4.
- El capítulo 4 "Análisis de energía de sistemas cerrados" está conformado por las secciones *Trabajo de frontera en movimiento* del anterior capítulo 3, de *Calores específicos* del capítulo 2 y de *Balance de energía de sistemas cerrados* del cuarto. Asimismo, el "Tema de interés especial: *aspectos termodinámicos de los sistemas biológicos*" se trasladó aquí del capítulo 1.

- El capítulo 5 “Análisis de masa y energía de volúmenes de control” consiste de las anteriores secciones *Balance de masa de volúmenes de control* y *Trabajo de flujo y energía de un fluido en movimiento*, pertenecientes al capítulo 3, así como de *Balance de energía de sistemas de flujo establa y no establa* del capítulo 4. El “Tema de interés especial: *refrigeración y congelación de alimentos*” fue suprimido y reemplazado por la deducción formal de la *Ecuación general de la energía.*
- El capítulo 6 “La segunda ley de la termodinámica” es idéntico al capítulo 5 de la edición anterior, excepto por la sección *Eficiencias de la conversión de energía*, la cual pasó al nuevo capítulo 2.
- Los capítulos del 7 al 15 son esencialmente idénticos a los anteriores, que van del 6 al 14, respectivamente.
- El capítulo 17 “Flujo compresible” es una versión actualizada del 16 de la edición anterior, ya que se revisó en su mayor parte, se eliminó la sección *Flujo a través de toberas y difusores reales* y se adicionó una nueva sección sobre *Flujo en ductos con transferencia de calor y fricción insignificante (Flujo de Rayleigh)*.
- En los apéndices 1 y 2, las tablas del vapor y del refrigerante 134a (tablas 4 a 8 y 11 a 13) fueron revisadas en su totalidad, sin embargo, se conservaron los números de tabla. Se actualizaron las tablas correspondientes a las funciones de flujo compresible isentrópico y a las funciones de choque normal (tablas A-32 y A-33), y se incluyeron algunas gráficas de las funciones. Asimismo, se adicionaron las funciones del flujo de Rayleigh para establecer la tabla A-34. Se trasladó el apéndice 3, *Introducción al EES*, al contenido del DVD titulado “Recursos para el estudiante”, que viene como un suplemento sin costo anexo al libro.
- Se actualizaron los factores de conversión que se encuentran en las páginas interiores de ambas cubiertas y fueron revisados algunos símbolos de la nomenclatura.

HERRAMIENTAS DE APRENDIZAJE

ÉNFASIS EN LA FÍSICA

Una característica que distingue a este libro es el énfasis que se hace en los aspectos físicos de la termodinámica además de las representaciones y manipulaciones matemáticas. Los autores creen que la educación universitaria debe seguir *desarrollando un sentido de mecanismo físico subyacente y una destreza para resolver problemas prácticos* que un ingeniero probablemente deberá enfrentar en el mundo real. El desarrollo de una comprensión intuitiva también logrará que el curso sea una experiencia más placentera y valiosa para los estudiantes.

USO EFICIENTE DE LA ASOCIACIÓN

Una mente observadora no debe tener dificultades para comprender las ciencias de la ingeniería. Después de todo, los principios de estas ciencias se basan en *experiencias cotidianas* y *observaciones experimentales*. A lo largo de la obra se usará un enfoque intuitivo más físico y con frecuencia se *realizan similitudes* entre el tema en cuestión y las experiencias diarias de los estudiantes, de modo que puedan relacionar la materia estudiada con lo que saben de antemano. El proceso de cocinar, por ejemplo, sirve como un excelente vehículo para demostrar los principios básicos de la termodinámica.

AUTOAPRENDIZAJE

El material del texto se presenta en un nivel de complejidad tal que un estudiante promedio pueda seguirlos sin tener ningún problema. Se dirige *a los* estudiantes, no *pasa sobre* ellos; de hecho, se presta para el *autoaprendizaje*. La secuencia de la cobertura del material va de lo *simple* a lo *general*. Es decir, comienza con el caso más simple y agrega complejidad de forma gradual. De esta manera los conceptos básicos se aplican repetidamente a sistemas distintos, por lo que los estudiantes adquieren un dominio de cómo aplicar los principios en lugar de cómo simplificar una fórmula general. Al observar que los principios de la ciencia se basan en observaciones experimentales, todas las deducciones que se presentan en este libro se basan en argumentos físicos, por lo tanto son fáciles de seguir y comprender.

USO INTENSIVO DE IMÁGENES

Las figuras son instrumentos importantes para el aprendizaje y permiten a los estudiantes "darse una idea general". En el texto se hace un uso eficiente de los gráficos: contiene más figuras e ilustraciones que ningún otro libro de esta categoría. Las figuras atraen la atención y estimulan la curiosidad y el interés. Algunas de las figuras sirven como un medio para enfatizar conceptos importantes que de otra forma pasarían inadvertidos, mientras que otras se utilizan como resúmenes de párrafos. El famoso personaje de la historieta "Blondie" (en español conocido como Lorenzo Parachoques, de la tira cómica "Lorenzo y Pepita") se usa para resaltar con humor algunos puntos clave, así como para romper el hielo y relajar la tensión. ¿Quién dice que el estudio de la termodinámica no puede ser divertido?

OBJETIVOS DE APRENDIZAJE Y RESÚMENES

Los capítulos comienzan con una *descripción general* del material que se estudiará y con los *objetivos de aprendizaje* específicos. Al final de cada capítulo se incluye un *resumen* que proporciona una revisión rápida de los conceptos básicos y relaciones importantes enfatizando la importancia del material.

NUMEROSOS EJEMPLOS DE EJERCICIOS CON UN PROCEDIMIENTO SISTEMÁTICO PARA RESOLVERLOS

Cada capítulo contiene varios *ejemplos* de ejercicios que esclarecen el material e ilustran el uso de los principios básicos. En la resolución de los problemas de ejemplo se utilizó un enfoque *intuitivo* y *sistemático*, mientras que se conservó un estilo informal de conversación. En primer término se enuncia el problema y se identifican los objetivos. Después, se establecen las suposiciones junto con sus justificaciones. En forma separada, se enlistan las propiedades necesarias para resolver el problema, si así lo amerita. Se utilizan valores numéricos en conjunto con sus unidades para enfatizar que si los primeros carecen de las segundas no tienen ningún significado, y que la manipulación de éstas es tan importante como la manipulación de aquéllos mediante el uso de la calculadora. Una vez que se llega a la solución, se analiza el significado del valor que se obtuvo. Este método se utiliza también de manera consistente en las resoluciones que se presentan en el manual de respuestas del profesor.

UNA GRAN CANTIDAD DE PROBLEMAS REALES AL FINAL DE CADA CAPÍTULO

Los problemas que se incluyen al final de cada capítulo están agrupados bajo temas específicos a fin de hacer que la selección de problemas sea más fácil tanto para el profesor como para el estudiante. En cada grupo de problemas se encuentran *Preguntas de concepto*, indicadas con la letra "C", para verificar el nivel de comprensión del estudiante sobre conceptos básicos. Los pro-

blemas que se agrupan en el apartado *Problemas de repaso* son de naturaleza más completa y no están relacionados directamente con alguna sección específica de determinado capítulo (en algunos casos requieren la revisión del material que se aprendió en los capítulos anteriores). Los del apartado *Diseño y ensayo* tienen como objetivo alentar a los estudiantes a elaborar juicios sobre ingeniería, conducir la investigación independiente de temas de interés y comunicar sus descubrimientos de manera profesional. Los problemas identificados con la letra "E" están en unidades inglesas, por lo que los usuarios del SI pueden ignorarlos. Los problemas marcados con el ícono se resuelven utilizando el EES, y todas sus soluciones junto con los estudios paramétricos están incluidos en el DVD anexo al libro. Los problemas marcados con el ícono son de naturaleza más completa y están diseñados para resolverse por medio de la computadora, de preferencia utilizando el software EES que acompaña al libro. Varios problemas relacionados con la economía y la seguridad se incorporan a lo largo del libro para reforzar entre los estudiantes de ingeniería la conciencia acerca del costo y la seguridad. Las respuestas a algunos problemas seleccionados se enumeran inmediatamente después de la descripción de los mismos para mayor comodidad. Además, con el fin de preparar a los estudiantes para el examen sobre fundamentos de ingeniería (que cada vez cobra mayor importancia en el criterio de selección del ABET 2000) y para facilitar los exámenes de opción múltiple, se incluyeron más de 200 *problemas de opción múltiple* en los diferentes apartados de los problemas que se hallan al final de cada capítulo. Dichos problemas están identificados bajo el título *Problemas para el examen sobre fundamentos de ingeniería (FI)* a fin de que sean reconocibles fácilmente. El objetivo de estos problemas es verificar la comprensión de los fundamentos y ayudar a los lectores a evitar que incurran en errores comunes.

UNA RELAJADA CONVENCIÓN DE SIGNOS

Se renuncia al uso de una convención de signos formal para calor y trabajo debido a que a menudo puede ser contraproducente. Se adopta un método físicamente significativo e interesante para crear interacciones en lugar de un método mecánico. Los subíndices "entrada" y "salida" se emplean en lugar de los signos más y menos con el fin de señalar las direcciones de las interacciones.

FÓRMULAS FÍSICAMENTE SIGNIFICATIVAS

Las formas físicamente significativas de las ecuaciones de balance se usan en lugar de las fórmulas, a fin de fomentar una comprensión más profunda y evitar un método del tipo "receta de cocina". Los balances de masa, energía, entropía y exergía para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* se expresan como sigue

Balance de masa:
$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}}$$

Balance de energía:
$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en la energía interna,}\\ \text{cinética, potencial, etc.}}}$$

Balance de entropía:
$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de entropía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{entrópica}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en}\\ \text{la entropía}}}$$

Balance de exergía:
$$\underbrace{X_{\text{entrada}} - X_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{eliminado}}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{de exergía}}}$$

Estas relaciones reafirman que durante un proceso real la masa y la energía se conservan, la entropía se genera y la exergía se destruye. Se invita a los estudiantes a que usen estas formas de balance en los primeros capítulos después de que especifiquen el sistema y las simplifiquen para cada problema en particular. Un método mucho más relajado se emplea en los capítulos posteriores a medida que los estudiantes van adquiriendo un mayor dominio.

LA SELECCIÓN DE UNIDADES SI O EN UNIDADES INGLESAS

Como un reconocimiento al hecho de que las unidades inglesas aún se usan ampliamente en algunas industrias, en el libro se emplean tanto unidades SI como inglesas, haciendo énfasis en el SI. El contenido se puede cubrir usando la combinación de unidades SI e inglesas o únicamente las del SI, de acuerdo con la preferencia del profesor. Las gráficas y tablas de propiedades en los apéndices se presentan en ambas unidades, excepto en aquellas que implican cantidades dimensionales. Los problemas, tablas y gráficas en unidades inglesas están identificados con la letra "E", colocado después del número con la finalidad de que sea sencillo reconocerlos; asimismo, los usuarios del sistema SI pueden ignorarlos sin ningún problema.

TEMAS DE INTERÉS ESPECIAL

La mayoría de los capítulos contienen una sección llamada "Tema de interés especial", en la que se analizan algunos aspectos interesantes de la termodinámica. Ejemplos de ello son *Aspectos termodinámicos de los sistemas biológicos*, que aparece en el capítulo 4; *Refrigeradores domésticos*, del 6; *Aspectos cotidianos de la segunda ley,* del 8, y *Ahorro de combustible y dinero al manejar sensatamente*, del capítulo 9. Los temas seleccionados para esta sección ofrecen extensiones verdaderamente intrigantes sobre termodinámica, sin embargo, si se desea pueden omitirse sin que esto represente una pérdida de continuidad.

GLOSARIO DE TÉRMINOS TERMODINÁMICOS

A lo largo de todos los capítulos, cuando se presenta y define un término o concepto de fundamental importancia, éste aparece en **negritas**. Los términos y conceptos fundamentales de la termodinámica también aparecen en un glosario que se localiza en nuestro sitio de Internet (www.mhhe.com/cengel). Este glosario único ayuda a reforzar la terminología clave, además de que es una excelente herramienta de revisión y aprendizaje para los estudiantes a medida que avancen en su estudio de la termodinámica. Además, los estudiantes pueden medir su conocimiento de estos términos al emplear las tarjetas con información rápida (*flash cards*) u otros recursos interactivos.

FACTORES DE CONVERSIÓN

Los factores de conversión y las constantes físicas de uso frecuente se listan en las páginas de las cubiertas interiores del texto para que sean una referencia fácil de usar.

SUPLEMENTOS

Los siguientes suplementos se encuentran disponibles para quienes estudian con este libro.

DVD DE RECURSOS PARA EL ESTUDIANTE

Incluido sin costo alguno en cada ejemplar, este DVD ofrece una gran cantidad de recursos para los estudiantes que incluye experimentos *físicos* de termodinámica, una guía interactiva y el software EES.

Experimentos *físicos* de termodinámica: Una característica nueva de esta edición es la inclusión de experimentos *físicos* de termodinámica, elaborados por Ronald Mullisen del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Estatal Politécnica de California (Cal Poly), en San Luis Obispo. Ubicados en lugares convenientes en los márgenes de los capítulos 1, 3 y 4, estos experimentos físicos aparecen mediante fotografías y texto que se relacionan directamente con el material estudiado en esa página. Los textos remiten al lector a los problemas que se hallan al final del capítulo, los cuales proporcionan una breve descripción de los experimentos. Éstos cubren los temas *propiedades termodinámicas*, *procesos termodinámicos* y *leyes termodinámicas.* El DVD de recursos para el estudiante cubre completamente los nueve experimentos, cada uno de los cuales contiene un videoclip, una narración completa que a su vez contiene los antecedentes históricos y datos reales (en un archivo de Excel, generalmente). Las respuestas también se proporcionan en el sitio de Internet que acompaña al libro y están protegidos con contraseña para el uso del profesor. Una vez que el estudiante haya visto el video y leído el texto, estará listo para reducir los datos y obtener resultados que se relacionan directamente con el material que se presenta en los capítulos. En todos los experimentos, los resultados finales se comparan con la información publicada. La mayoría de los experimentos arrojan resultados finales que se encuentran dentro del 10 por ciento o muy cerca de este porcentaje respecto a los valores publicados.

Guía interactiva de termodinámica: También incluida en el DVD de recursos para el estudiante está la *Guía interactiva de termodinámica*, desarrollada por Ed Anderson de la Universidad Tecnológica de Texas. Esta guía revisada se relaciona directamente con el texto a través de un ícono que indica cuándo los estudiantes deberán remitirse a ésta para investigar más a fondo temas específicos como el balance de energía y los procesos isentrópicos.

Resolvedor de ecuaciones de ingeniería (EES): Desarrollado por Sanford Klein y William Beckman, de la Universidad de Wisconsin-Madison, este programa combina la capacidad de resolver ecuaciones y los datos de las propiedades de ingeniería. El EES puede hacer operaciones de optimización, análisis paramétricos y regresión lineal y no lineal; además, posee la capacidad para elaborar gráficos con la calidad que se requiere para su publicación. Se incluyen las propiedades termodinámicas y de transporte del aire, agua y muchos otros fluidos, lo que permite que el usuario del EES pueda ingresar datos de propiedades o relaciones funcionales.

CENTRO DE APRENDIZAJE EN LÍNEA (OLC)

En nuestro Centro de Aprendizaje en Línea se ofrece soporte en Internet para el libro en la página www.mhhe.com/cengel. Visite este robusto sitio si desea encontrar información sobre la obra y sus suplementos, errores, información sobre el autor y recursos adicionales para profesores y alumnos.

AGRADECIMIENTOS

Deseamos agradecer a los numerosos y valiosos comentarios, sugerencias, críticas constructivas y elogios de los evaluadores y revisores que aparecen a continuación:

Mahesh C. Aggarwal
Gannon University

Yan Aibin
Tianjin Institute of Urban Construction

Ralph Curtis Aldredge III
University of California–Davis

D. Eric Aston
University of Idaho

Kendrick Aung
Lamar University

Sharmistha Basu-Dutt
University of West Georgia

Christoph Beckermann
University of Iowa

Maurice Bluestein
Indiana University–Purdue University, Indianapolis

Joon-Hong Boo
Hankuk Aviation University

Bradford A. Bruno
Union College

Joseph L. Campbell
University of North Florida

Van P. Carey
University of California, Berkeley

Soyoung Stephen Cha
University of Illinois at Chicago

Reiyu Chein
National Chung Hsing University

Chan Y. Ching
McMaster University

Ng Kim Choon
National University of Singapore

Richard B. Cole
Stevens Institute of Technology

Michael R. Collins
University of Waterloo

John S. Colton
University of Wisconsin–La Crosse

William B. Cooley
Brigham Young University–Idaho

David S. Corti
Purdue University

Shoeleh Di Julio
California State University, Northridge

N. John DiNardo
Drexel University

S. David Dvorak
University of Maine

Asuquo B. Ebiana
Cleveland State University

Nader D. Ebrahimi
The University of New Mexico

Harry W. Edwards
Colorado State University

Andrei G. Fedorov
Georgia Institute of Technology

Steven H. Frankel
Purdue University

J. Leo Gaddis
Clemson University

Andrew L. Gerhart
Lawrence Technological University

Afshin J. Ghajar
Oklahoma State University

Edwin I. Griggs
Tennessee Technological University

Keith E. Gubbins
North Carolina State University

Kirk D. Hagen
Weber State University

Nanthiya Hansupalak
Kasetsart University

J. E. Hasbun
University of West Georgia

Robert A. Helfinstine
Grove City College

Chun-Ling Huang
Southern University and A&M College

H. Ted Huddleston
University of South Alabama

Karl Johnson
University of Pittsburgh

Gregory A. Kallio
California State University, Chico

Barkan M. Kavlicoglu
University of Nevada, Reno

Milivoje Kostic
Northern Illinois University

Wayne B. Krause
South Dakota School of Mines & Technology

John L. Krohn
Arkansas Tech University

Kenneth A. Kroos
Villanova University

Ganesh Kudav
Youngstown State University

José L. Lage
Southern Methodist University

Shashi Lalvani
Miami University

Anastas Lazaridis
Widener University

Sheam Chyun Lin
National Taiwan University of Science and Technology

Bart Lipkens
Western New England College

John R. Lloyd
Michigan State University

Joseph M. Londino, Jr.
Christian Brothers University

Jesse Maddren
California State Polytechnic, San Luis Obispo

Yadollah Maham
University of Alberta

H. Mansy
Illinois Institute of Technology

Ron Mattis
University of Pittsburgh at Bradford

M. Pinar Menguc
University of Kentucky

Knox T. Millsaps
Naval Postgraduate School

Juan M. Morán-López
Texas A&M International University

Samir Moujaes
University of Nevada, Las Vegas

Alex Moutsoglou
South Dakota State University

Keiko K. Nomura
University of California, San Diego

Emmanuel C. Nsofor
Southern Illinois University, Carbondale

Agnes E. Ostafin
University of Notre Dame

Darrell W. Pepper
University of Nevada, Las Vegas

Carlson Pian
Alfred University

Kevin P. Pipe
University of Michigan

Marie Planchard
MassBay Community College

Robert A. Potter, Jr.
Roger Williams University

Randel M. Price
Christian Brothers University

Stephen W. Pronchick
California State University, Maritime Academy

Muhammad Mustafizur Rahman
University of South Florida

John Reisel
University of Wisconsin–Milwaukee

Gordon M. Reistad
Oregon State University

C. I. Ricketts
New Mexico State University

William K. Rule
SUNY, Oswego

Asad A. Salem
Cleveland State University

Todd Sanders
Portland Community College

David R. Sawyers, Jr.
Ohio Northern University

Kevin Schmaltz
Western Kentucky University

Lane H. Seeley
Seattle Pacific University

Tariq Shamim
University of Michigan–Dearborn

David W. Shaw
Geneva College

Samuel Sih
Walla Walla College

Robert Spall
Utah State University

James W. Stevens
University of Colorado at Colorado Springs

Peter Stevens
Portland Community College

Anthony G. Straatman
University of Western Ontario

Chin-Chia Su
National Taiwan University

Constantine M. Tarawneh
The University of Texas–Pan American

Glen E. Thorncroft
California Polytechnic State University, San Luis Obispo

Chung-jen Tseng
National Central University

Francis Tuluri
Jackson State University

Valerio Viti
Clarkson University

Xinwei Wang
University of Nebraska–Lincoln

Russell L. Warley
Penn State Erie, The Behrend College

Doug Wendel
Snow College

David Whitmire
Tennessee Technological University

X. Terry Yan
Southern Illinois University–Edwardsville

Tony Yeung
University of Alberta

Nuri Zeytinoglu
Purdue University, North Central

Yuwen Zhang
University of Missouri–Columbia

Tianshou Zhao
The Hong Kong University of Science and Technology

Robert M. Ziff
University of Michigan

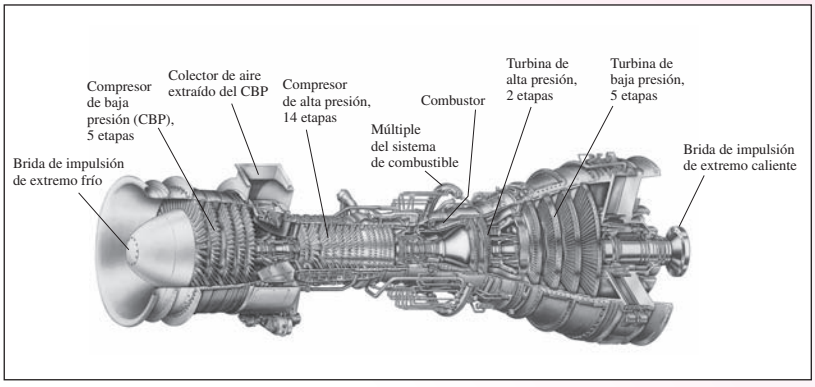
Las sugerencias de estos especialistas fueron una ayuda fabulosa para mejorar la calidad de este libro. En particular, nos gustaría expresar nuestra gratitud a Mehmet Kanoglu de la Universidad de Gaziantep, en Turquía, por sus valiosas contribuciones, su revisión crítica del manuscrito y por su especial atención a la precisión y al detalle.

También nos gustaría agradecer a nuestros alumnos, quienes nos dieron una gran retroalimentación. Por último, quisiéramos expresar nuestro agradecimiento a nuestras esposas Zehra Çengel y Sylvia Boles y a nuestros hijos, por su paciencia, comprensión y apoyo continuos a lo largo de la preparación de este libro.

Yunus A. Çengel
Michael A. Boles

Visita guiada

La termodinámica es una materia fascinante que trata sobre la energía. Tiene una amplia aplicación que va desde los organismos microscópicos y aparatos domésticos hasta los vehículos, los sistemas de generación de potencia e incluso la filosofía. Las figuras son herramientas importantes para el aprendizaje que ayudan a los estudiantes a "obtener un panorama sobre el tema", y esta obra utiliza de manera efectiva los gráficos al presentar más **ilustraciones** y **fotografías** que cualquier otro texto sobre termodinámica.


Compresor de baja presión (CBP), 5 etapas
Colector de aire extraído del CBP
Compresor de alta presión, 14 etapas
Múltiple del sistema de combustible
Combustor
Turbina de alta presión, 2 etapas
Turbina de baja presión, 5 etapas
Brida de impulsión de extremo frío
Brida de impulsión de extremo caliente

Cortesía de GE Power Sistemas

EJEMPLO 2-17 **Ahorros de costo relacionados con motores de alta eficiencia**

Un motor eléctrico de 60 hp (es decir, que entrega 60 hp de potencia de flecha a plena carga) con una eficiencia de 89 por ciento está descompuesto y debe ser remplazado por otro de alta eficiencia: 93.2 por ciento (Fig. 2.61). El motor opera 3 500 horas al año a plena carga. Tomando el costo unitario de la electricidad como $0.08/kWh, determine la cantidad de energía y dinero ahorrado como resultado de instalar el motor de alta eficiencia en lugar del estándar. También determine el periodo de retorno simple si los precios de compra de los motores estándar y de alta eficiencia son $4 520 y $5 160, respectivamente.

Solución Se remplazará un motor inservible estándar por uno de alta eficiencia y se determinará la cantidad de energía eléctrica y el dinero ahorrado, así como el periodo de retorno simple.

Suposiciones El factor de carga del motor permanece constante en 1 (plena carga) mientras opera

Análisis La potencia eléctrica que extrae cada motor y su diferencia se expresan como

$$\dot{W}_{\text{eléctrica entrada,estándar}} = \dot{W}_{\text{flecha}}/\,_{\text{estándar}} = (\text{potencia nominal})\,(\text{factor de carga})/\,_{\text{estándar}}$$

$$\dot{W}_{\text{eléctrica entrada,eficiente}} = \dot{W}_{\text{flecha}}/\,_{\text{eficiente}} = (\text{potencia nominal})\,(\text{factor de carga})/\,_{\text{eficiente}}$$

$$\text{Ahorro de energía} = \dot{W}_{\text{eléctrica entrada,estándar}} - \dot{W}_{\text{eléctrica entrada,eficiente}}$$

$$= (\text{potencia nominal})\,(\text{factor de carga})\,(1/\,_{\text{estándar}} - 1/\,_{\text{eficiente}})$$

donde $\eta_{\text{estándar}}$ es la eficiencia del motor estándar y $\eta_{\text{eficiente}}$ es la del de alta eficiencia. Entonces la energía anual y los ahorros de costo relacionados con la instalación del motor de alta eficiencia son

$$\begin{aligned}\text{Costos de energía} &= (\text{ahorros de potencia})(\text{horas de operación})\\ &= (\text{potencia nominal})(\text{horas de operación})\\ &\quad (\text{factor de carga})(1/\,_{\text{estándar}} - 1/\,_{\text{eficiente}})\\ &= (60\text{ hp})(0.7457\text{ kW/hp})(3\,500\text{ h/año})(1)(1/0.89 - 1/0.932)\\ &= \mathbf{7\,929\text{ kWh/año}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Ahorros de costo} &= (\text{ahorros de energía})(\text{costo unitario de energía})\\ &= (7\,929\text{ kWh/año})(\$0.08/\text{kWh})\\ &= \mathbf{\$634/año}\end{aligned}$$

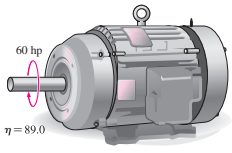
Asimismo,

$$\begin{aligned}\text{Costo inicial extra} &= \text{diferencia del precio de compra}\\ &= \$5\,160 - \$4\,520 = \$640\end{aligned}$$

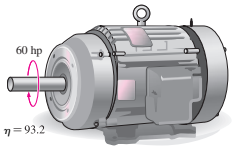
Esto da un periodo de retorno simple de

$$\text{Periodo de retorno simple} = \frac{\text{Costo inicial extra}}{\text{Ahorros de costo anual}} = \frac{\$640}{\$634/\text{años}} = \mathbf{1.01\text{ años}}$$

Explicación El motor de alta eficiencia paga su diferencia de precio dentro de un año debido a la energía eléctrica que ahorra. Como la vida útil de los motores eléctricos es de varios años, en este caso la compra del de mayor eficiencia es definitivamente la indicada.



Motor estándar



Motor de alta eficiencia

FIGURA 2-61
Esquema para el ejemplo 2-17.

En este libro se hace énfasis en los **aspectos físicos de la termodinámica**, así como en las representaciones y manipulaciones matemáticas. Los autores consideran que el énfasis en la educación a nivel licenciatura debe continuar desarrollando el conocimiento de los mecanismos físicos en los que se basa esta materia, así como la destreza en la resolución de problemas prácticos con los que el ingeniero se enfrentará, muy probablemente, en el mundo real.

Visita guiada

NUEVO: La **primera ley de la termodinámica** se presenta al inicio del capítulo 2, "Energía, transferencia de energía y análisis general de la energía". Este capítulo proporciona una comprensión general de la energía, de los mecanismos de la transferencia de energía, del concepto de balance de energía, de la economía térmica, de la conversión de la energía y de la eficiencia de la conversión. Asimismo, se expone al estudiante desde el comienzo del curso algunas emocionantes aplicaciones de la termodinámica en el mundo real, lo cual les ayuda a establecer un sentido del valor económico de la energía

EJEMPLO 2-11 **Aceleración de aire mediante un ventilador**

Mientras opera, un ventilador que consume 20 W de potencia eléctrica y que se halla en un cuarto abierto descarga aire a una tasa de 0.25 kg/s y una velocidad de descarga de 8 m/s (Fig. 2.48). Determine si esta afirmación es razonable.

Solución Un ventilador incrementa la velocidad del aire a un valor especificado mientras consume potencia eléctrica a una velocidad especificada. Se investigará la validez de esta afirmación.

Suposiciones Como el cuarto está relativamente en calma, es insignificante la velocidad del aire ahí contenido.

Análisis Se examinan las conversiones de energía del caso: el motor del ventilador convierte parte de la potencia eléctrica que consume en potencia mecánica (flecha) empleada para hacer girar las aspas del ventilador. Las aspas están diseñadas para transmitir al aire una porción grande de la potencia mecánica de la flecha para moverlo. En el caso ideal de una permanente operación con ausencia de pérdidas (sin conversión de energía eléctrica y mecánica en energía térmica), la entrada de potencia eléctrica será igual a la tasa de incremento de la energía cinética del aire. Por lo tanto, para un volumen de control que encierra al motor, el balance de energía se expresa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt^{\nearrow 0\ (\text{permanente})}}_{\substack{\text{Tasa de cambio en las energías interna}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{W}_{\text{eléctrico,entrada}} = \dot{m}_{\text{aire}}\mathbf{ec}_{\text{salida}} = \dot{m}_{\text{aire}}\frac{V_{\text{salida}}^2}{2}$$

Si se despeja y sustituye V_{salida} se obtiene la velocidad máxima de salida de aire

$$V_{\text{salida}} = \sqrt{\frac{\dot{W}_{\text{eléctrico,entrada}}}{2\dot{m}_{\text{aire}}}} = \sqrt{\frac{20\ \text{J/s}}{2(0.25\ \text{kg/s})}\left(\frac{1\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{J/kg}}\right)} = 6.3\ \text{m/s}$$

lo cual es menor a 8 m/s. Por lo tanto, la afirmación es **falsa.**

Explicación El principio de conservación de la energía requiere que la energía se conserve cuando se convierte de una a otra forma y no permite que ninguna energía se cree ni se destruya durante un proceso. Desde el punto de vista de la primera ley, no hay ningún error con la conversión de toda la energía eléctrica en energía cinética. Por lo tanto, la primera ley no tiene objeción en que la velocidad del aire alcance 6.3 m/s, pero éste es el límite superior. Cualquier afirmación de una velocidad mayor a este límite viola la primera ley y por lo tanto es imposible. En realidad, la velocidad del aire será considerablemente menor que 6.3 m/s como resultado de las pérdidas relacionadas con la conversión de energía eléctrica en energía mecánica de flecha y la conversión de ésta en energía cinética del aire.

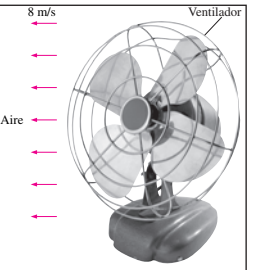


FIGURA 2-48
Esquema para el ejemplo 2-11.
© Vol. 0557/PhotoDisc

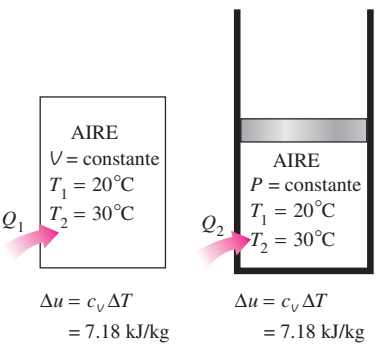


FIGURA 4-27
La relación $\Delta u = c_v \Delta T$ es válida para cualquier clase de proceso, a volumen constante o no.

NUEVO: El **análisis de la energía de sistemas cerrados** se presenta en un capítulo independiente, "Análisis de energía de sistemas cerrados" (capítulo 4), junto con el trabajo de frontera y el análisis de los calores específicos tanto de los gases ideales como de las sustancias incompresibles.

Visita guiada

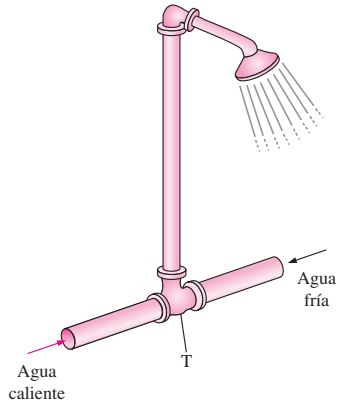


FIGURA 5-32
La tubería en forma de T de una regadera ordinaria sirve como cámara de mezclado para las corrientes de agua caliente y fría.

NUEVO: La **conservación de la masa** se estudia junto con la **conservación de la energía** en el capítulo 5, "Análisis de masa y energía de volúmenes de control". También en este capítulo se proporciona una deducción formal de la ecuación general de la energía, en la sección "Tema de interés especial".

REVISADO: El capítulo que estudia los **efectos de la compresibilidad**, "Flujo compresible" (capítulo 17), fue revisado minuciosamente y se aumentó. Este capítulo realiza ahora un estudio de los choques oblicuos y del flujo con transferencia de calor (flujo de Rayleigh), el cual incluye fotografías y análisis profundos acerca de las ondas de choque.

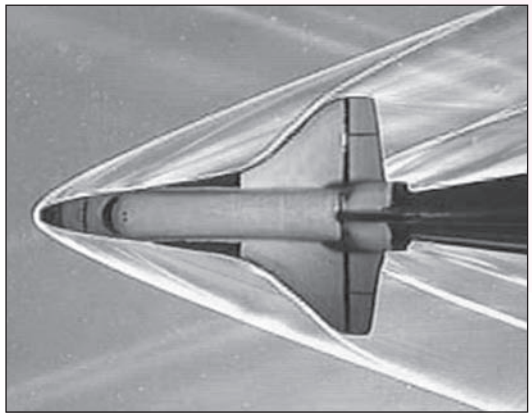


Foto de G. S. Settles, Penn State University. Utilizada con autorización.

Objetivos

En el capítulo 8, los objetivos son:

- Examinar el desempeño de los dispositivos de la ingeniería a la luz de la segunda ley de la termodinámica.
- Definir la *exergía*, que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema en un estado y un ambiente especificados.
- Definir *trabajo reversible*, que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse cuando un sistema experimenta un proceso entre dos estados especificados.
- Definir destrucción de exergía, que es el trabajo potencial desperdiciado durante un proceso como resultado de irreversibilidades.
- Definir la *eficiencia de la segunda ley*.
- Desarrollar la relación de balance de exergía. .
- Aplicar el balance de exergía a los sistemas cerrados y volúmenes del control.

Cada capítulo comienza con un **panorama general** del material que se va a estudiar, así como de los **objetivos de aprendizaje**, los cuales son acordes a los del ABET. Se incluye un **resumen** al final de cada capítulo que proporciona una revisión rápida de los conceptos básicos e importantes relaciones, además de enfatizar la importancia del material.

Visita guiada

Cada capítulo contiene **problemas de ejemplo** que se encuentran en el mundo real. Los autores han usado un **método consistente en la resolución de problemas** a la vez que han mantenido el estilo de conversación informal. Este método de resolver problemas también es empleado a lo largo de las resoluciones que se presentan en el manual de soluciones para el profesor.

EJEMPLO 2-13 **Costo anual de la iluminación de un salón de clases**

Para iluminar un salón de clases se utilizan 30 lámparas fluorescentes, cada una con un consumo de 80 W de electricidad (Fig. 2.50). Las luces se mantienen encendidas durante 12 horas al día y 250 días por año. Para un costo de electricidad de 7 centavos por kWh, determine el costo anual de energía y explique los efectos que la iluminación tendrá sobre la calefacción y el sistema de aire acondicionado del salón de clases.

Solución Se piensa iluminar un salón de clases mediante lámparas fluorescentes. Se determinará el costo anual de la electricidad para iluminación y se analizará el efecto que ésta tendrá en la calefacción y en el sistema de aire acondicionado.

Suposiciones El efecto de las fluctuaciones de voltaje es insignificante porque cada lámpara fluorescente consume su potencia nominal.

Análisis La potencia eléctrica que consumen las lámparas cuando todas están encendidas y el número de horas por año que así se mantienen se expresa

$$\begin{aligned}\text{Potencia de iluminación} &= (\text{potencia que consume la lámpara}) \times (\text{número de lámparas})\\ &= (80\ \text{W/lámpara})(30\ \text{lámparas})\\ &= 2\,400\ \text{W} = 2.4\ \text{kW}\\ \text{Horas de operación} &= (12\ \text{h/día})(250\ \text{días/año}) = 3\,000\ \text{h/año}\end{aligned}$$

Entonces la cantidad y el costo de la electricidad usada por año es

$$\begin{aligned}\text{Energía de iluminación} &= (\text{potencia de iluminación})(\text{horas de operación})\\ &= (2.4\ \text{kW})(3\,000\ \text{h/año}) = 7\,200\ \text{kWh/año}\\ \text{Costo de iluminación} &= (\text{energía de iluminación})(\text{costo unitario})\\ &= (7\,200\ \text{kWh/año})(\$0.07/\text{kWh}) = \mathbf{\$504/año}\end{aligned}$$

Las superficies absorben la luz que incide en ellas y ésta se convierte en energía térmica. Si se ignora la luz que escapa por las ventanas, los 2.4 kW de potencia eléctrica que consumen las lámparas en algún momento se vuelven parte de la energía térmica del salón, por lo tanto el sistema de iluminación reduce los requerimientos de calefacción en 2.4 kW, pero incrementa la carga del sistema de aire acondicionado en 2.4 kW.

Explicación El costo de iluminación para el salón de clases es mayor a $500, lo que demuestra la importancia de las medidas de conservación de energía. Si se emplearan bombillas eléctricas incandescentes, los costos de iluminación se cuadruplicarían, ya que este tipo de lámparas usan cuatro veces más potencia para producir la misma cantidad de luz.

7-137 Unas varillas largas y cilíndricas de acero (ρ = 7 833 kg/m^3 y c_p = 0.465 kJ/kg · °C) de 10 cm de diámetro se tratan térmicamente pasándolas a una velocidad de 3 m/min a través de un horno de 7 m de largo que se mantiene a 900°C. Si las varillas entran en el horno a 30°C y salen a 700°C, determine *a*) la tasa de transferencia de calor hacia las varillas en el horno y *b*) la tasa de generación de entropía asociada con este proceso de transferencia de calor.

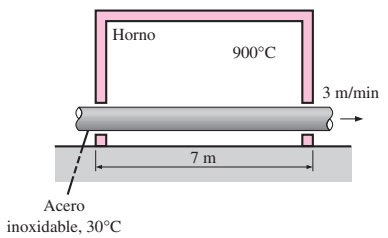


FIGURA P7-137

El libro contiene casi 3 000 **problemas de tarea**. Los problemas al final de cada capítulo se encuentran agrupados en temas específicos para que su selección sea mucho más fácil, tanto para los profesores como para los estudiantes.

Visita guiada

SUPLEMENTOS DE APRENDIZAJE PARA EL ESTUDIANTE

DVD DE RECURSOS PARA EL ESTUDIANTE

(Incluido sin costo en cada libro)

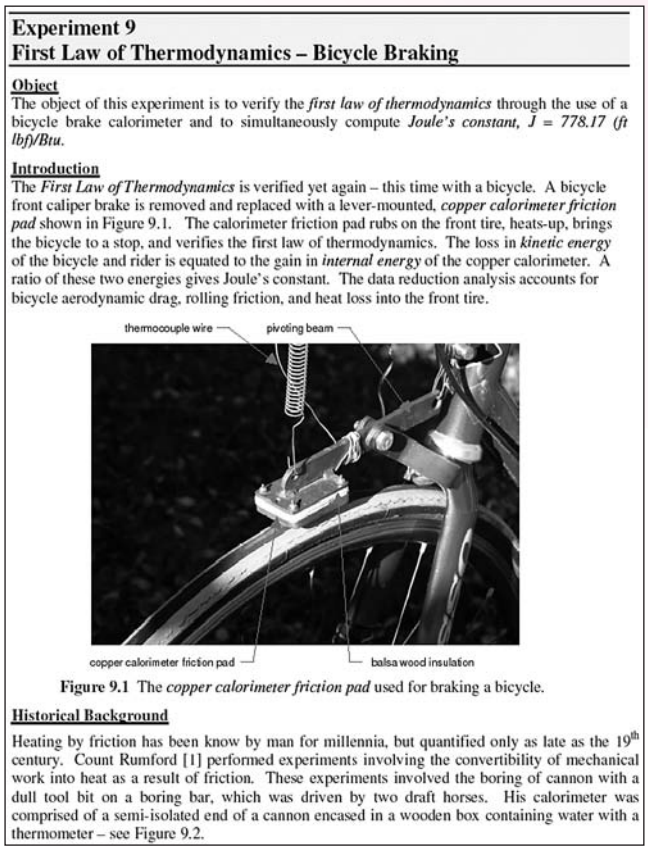
Los siguientes recursos se encuentran disponibles en el DVD de recursos para el estudiante:

- **Experimentos *Físicos* de Termodinámica**. El profesor Ronald Mullisen, del departamento de ingeniería mecánica de la Universidad Estatal Politécnica de California, en San Luis Obispo, desarrolló nueve experimentos *físicos* de termodinámica. Éstos ilustran directamente las propiedades, los procesos y las leyes. Además de estar totalmente integrados al texto a través del uso de íconos al margen, así como fotografías y problemas de tarea al final de cada capítulo.

  Los experimentos *físicos* de termodinámica contienen:

  Videos (~5 minutos) que examinan y describen cada experimento (con audio).
  Descripciones (~10 páginas) que ofrecen un panorama de los experimentos *físicos* de la termodinámica y que desarrollan el objetivo, la introducción, los antecedentes históricos, el análisis, el material que se necesitará y las notaciones.
  Datos (archivo en Excel de una página) que permiten a los estudiantes reducir los datos y obtener resultados.
  Respuestas (disponibles en el sitio de Internet con contraseña de protección para uso exclusivo de los profesores).

En cada experimento, los resultados finales se comparan con la información publicada. Muchos de los experimentos proporcionan resultados que se encuentran dentro del 10 por ciento o un poco más con respecto a los valores publicados.



Experiment 9
First Law of Thermodynamics – Bicycle Braking

Object
The object of this experiment is to verify the *first law of thermodynamics* through the use of a bicycle brake calorimeter and to simultaneously compute *Joule's constant, J = 778.17 (ft lbf)/Btu.*

Introduction
The *First Law of Thermodynamics* is verified yet again – this time with a bicycle. A bicycle front caliper brake is removed and replaced with a lever-mounted, *copper calorimeter friction pad* shown in Figure 9.1. The calorimeter friction pad rubs on the front tire, heats-up, brings the bicycle to a stop, and verifies the first law of thermodynamics. The loss in *kinetic energy* of the bicycle and rider is equated to the gain in *internal energy* of the copper calorimeter. A ratio of these two energies gives Joule's constant. The data reduction analysis accounts for bicycle aerodynamic drag, rolling friction, and heat loss into the front tire.

Figure 9.1 The *copper calorimeter friction pad* used for braking a bicycle.

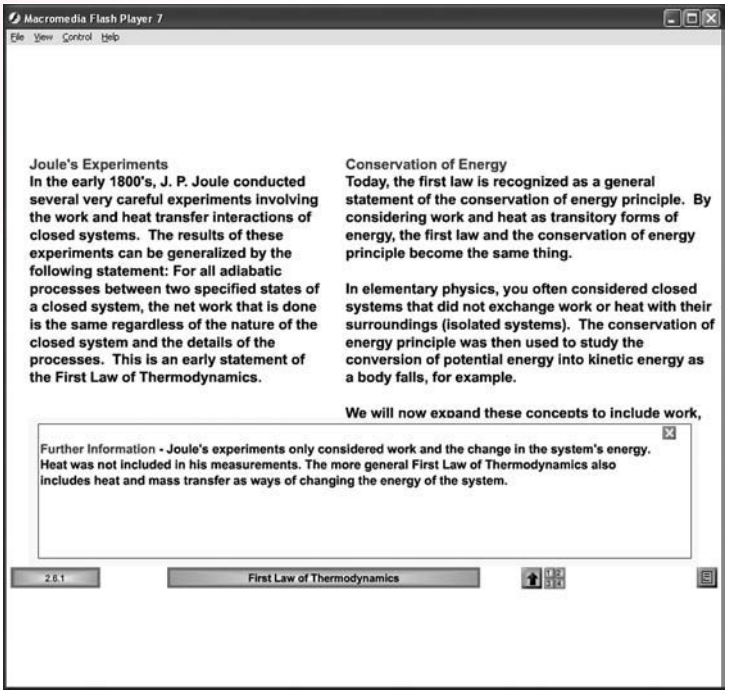
Historical Background
Heating by friction has been know by man for millennia, but quantified only as late as the 19th century. Count Rumford [1] performed experiments involving the convertibility of mechanical work into heat as a result of friction. These experiments involved the boring of cannon with a dull tool bit on a boring bar, which was driven by two draft horses. His calorimeter was comprised of a semi-isolated end of a cannon encased in a wooden box containing water with a thermometer – see Figure 9.2.

EXPERIMENTO

Visita guiada

SUPLEMENTOS DE APRENDIZAJE PARA EL ESTUDIANTE

- **Guía interactiva de termodinámica.** El profesor Ed Anderson del departamento de ingeniería mecánica de la Universidad Tecnológica de Texas creó una guía interactiva de termodinámica actualizada que está muy relacionada con el texto mediante íconos situados al margen del mismo, indicando los puntos de la guía a los que los estudiantes puede remitirse para estudiar con mayor profundidad los temas difíciles como entropía y la segunda ley de la termodinámica. Ésta es una herramienta excelente para que los estudiantes refuercen su aprendizaje acerca de los conceptos termodinámicos.


Macromedia Flash Player 7
File View Control Help
Joule's Experiments
In the early 1800's, J. P. Joule conducted several very careful experiments involving the work and heat transfer interactions of closed systems. The results of these experiments can be generalized by the following statement: For all adiabatic processes between two specified states of a closed system, the net work that is done is the same regardless of the nature of the closed system and the details of the processes. This is an early statement of the First Law of Thermodynamics.
Conservation of Energy
Today, the first law is recognized as a general statement of the conservation of energy principle. By considering work and heat as transitory forms of energy, the first law and the conservation of energy principle become the same thing.
In elementary physics, you often considered closed systems that did not exchange work or heat with their surroundings (isolated systems). The conservation of energy principle was then used to study the conversion of potential energy into kinetic energy as a body falls, for example.
We will now expand these concepts to include work,
Further Information - Joule's experiments only considered work and the change in the system's energy. Heat was not included in his measurements. The more general First Law of Thermodynamics also includes heat and mass transfer as ways of changing the energy of the system.
2.6.1
First Law of Thermodynamics

TUTORIAL INTERACTIVO

- **Resolvedor de ecuaciones de ingeniería (EES) con soluciones escritas.** El EES es un poderoso resolvedor de ecuaciones con funciones y tablas de propiedades integradas para las propiedades de transporte y termodinámicas, así como con la capacidad de verificar de manera automática las unidades. Requiere de menos tiempo que la calculadora para ingresar datos permitiendo así que se cuente con más tiempo para el razonamiento crítico del modelado y la resolución de los problemas de ingeniería. Busque los íconos EES en las secciones de tarea del texto.

CUADERNO CON TABLAS DE PROPIEDADES

(ISBN 0-07-288497-5)

Este cuadernillo proporciona al estudiante una referencia rápida y fácil de las tablas y gráficas más importantes, de las cuales la mayor parte se encuentran en la cubierta posterior del texto tanto en unidades SI como inglesas.

Visita guiada

RECURSOS EN LÍNEA PARA EL ESTUDIANTE Y EL PROFESOR

CENTRO DE APRENDIZAJE EN LÍNEA (OLC)

WWW.MHHE.COM/CENGEL

El OLC ofrece recursos a estudiantes y profesores.

Los recursos siguientes se encuentran disponibles para los estudiantes:

- **Glosario de términos clave de termodinámica.** Los términos en negritas del texto se definen en este accesible glosario, el cual está organizado de acuerdo a cada capítulo y también como un solo archivo.
- **Guía de estudio para el estudiante.** Este recurso describe los conceptos fundamentales del libro y es una guía útil que permite a los estudiantes enfocarse en los conceptos más importantes. También puede servir como plan de lectura para los profesores.
- **Problemas de ejemplo para el examen sobre fundamentos de ingeniería (FI).** Éste es un recurso altamente interactivo que reporta las respuestas de manera automática y ofrece una explicación de la respuesta correcta. Este recurso también permite a los estudiantes presentar sus resultados al profesor. Fue preparado por el Dr. Ed Anderson.
- **Objetivos de aprendizaje.** Los objetivos de aprendizaje del capítulo se describen al inicio de éste. Se encuentran organizados por capítulo y son acordes con los objetivos del ABET.
- **Autoevaluación.** Los estudiantes pueden poner a prueba su conocimiento utilizando exámenes de opción múltiple. Estas autoevaluaciones proporcionan una retroalimentación inmediata y son una excelente herramienta de aprendizaje.
- **Tarjetas con información rápida.** Estas tarjetas interactivas ponen a prueba la comprensión del estudiante sobre los términos que aparecen en el texto y sus definiciones. El programa también permite que los estudiantes identifiquen los términos que requieran de un estudio más profundo.
- **Crucigramas.** Se trata de un crucigrama interactivo que se dosifica y ofrece pistas así como una sección de notas.
- **Concentración.** Es un juego interactivo que consiste en encontrar correspondencias que mejoran la comprensión de los conceptos básicos de la termodinámica.
- **Errata.** Si el lector llega a encontrar errores en el texto, pueden ser reportados en esta sección.

Los siguientes recursos se encuentran disponibles para los profesores con contraseña de protección:

- **Banco de preguntas para el profesor.** Consiste en problemas adicionales preparados para que los profesores los asignen a sus alumnos. Se proporcionan las soluciones correctas y se recomienda el uso del EES para verificar la precisión de las respuestas.
- **Sistema de desempeño en clase (CPS).** También conocido como el eInstruction, el CPS es un sistema de respuestas portátil inalámbrico que ofrece al profesor retroalimentación inmediata de cada estudiante. Las unidades CPS incluyen un software fácil de usar para la creación y entrega de preguntas y evaluaciones de la clase.
- **Guía de correlación.** Los nuevos usuarios de este libro apreciarán este recurso: una guía que ofrece una fácil transición a los instructores que no emplean actualmente la obra de Çengel y Boles.
- **Biblioteca de imágenes.** Se proporciona la versión electrónica de las figuras a fin de que puedan integrarse fácilmente a las presentaciones del curso, los exámenes y las tareas.
- **Guía del profesor.** Proporciona herramientas muy útiles como un ejemplo de la estructura del curso y de los exámenes, una guía de conversión al ABET, un glosario de términos termodinámicos y los objetivos de cada capítulo.
- **Guía de estudio para el estudiante.** Este recurso describe los conceptos fundamentales del texto y representa una guía útil que permite que los estudiantes se enfoquen en los conceptos más importantes. Esta herramienta también es útil al profesor para impartir la clase.
- **Errata.** Si el profesor llega a encontrar errores en el manual de respuestas, pueden ser reportados en esta sección.
- **Resultados de los experimentos *físicos* de termodinámica.** En esta sección se encuentran los resultados de los experimentos que se encuentran en el DVD de recursos para el estudiante.

Visita guiada

SUPLEMENTOS DE ENSEÑANZA PARA EL PROFESOR

CD ROM DE RECURSOS PARA EL PROFESOR (IRCD)

(ISBN 0-07-320521-4)

(Obtenga este CD-ROM con su representante de McGraw-Hill)

Los siguientes recursos se encuentran disponibles en el CD ROM de recursos para el profesor:

- **Manual de soluciones.** Este manual proporciona en formato PDF las respuestas a detalle de todos los problemas de tarea del libro.
- **Biblioteca de imágenes.** Se proporciona la versión electrónica de las figuras a fin de que puedan ser integradas de forma sencilla a las presentaciones del curso, los exámenes y las tareas.
- **Capítulos del texto y apéndices.** Se ofrecen los archivos en formato PDF, los cuales son útiles en la preparación de herramientas a la medida para elaborar presentaciones en clase.
- **Guía del profesor.** La guía del profesor ofrece a éste herramientas muy útiles, como un ejemplo del contenido del curso y de los exámenes, una guía de conversión al ABET, un glosario de términos termodinámicos y los objetivos de cada capítulo.
- **Guía de estudio para el estudiante.** Este recurso describe los conceptos fundamentales del libro. Esta guía también puede serle útil al profesor para impartir clase.

CD ROM COSMOS (Sistema de organización del manual de soluciones totalmente en línea)

(ISBN 0-07-298464-3)

(Obtenga el CD ROM COSMOS con su representante de McGraw-Hill)

El COSMOS, disponible solamente para los profesores, es una poderosa herramienta que consiste en un manual de soluciones que brinda una ayuda para facilitar la creación de tareas, exámenes y pruebas mediante el empleo de problemas y soluciones del libro. Los profesores también pueden adicionar sus propios problemas y resultados a este sistema.

Factores de conversión

DIMENSIÓN	MÉTRICO	MÉTRICO/INGLÉS
Aceleración	1 m/s^2 = 100 cm/s^2	1 m/s^2 = 3.2808 ft/s^2 1 ft/s^2 = 0.3048* m/s^2
Área	1 m^2 = 10^4 cm^2 = 10^6 mm^2 = 10^{-6} km^2	1 m^2 = 1550 in^2 = 10.764 ft^2 1 ft^2 = 144 in^2 = 0.09290304* m^2
Densidad	1 g/cm^3 = 1 kg/L = 1000 kg/m^3	1 g/cm^3 = 62.428 lbm/ft^3 = 0.036127 lbm/in^3 1 lbm/in^3 = 1728 lbm/ft^3 1 kg/m^3 = 0.062428 lbm/ft^3
Energía, calor, trabajo, energía interna, entalpía	1 kJ = 1000 J = 1000 N · m = 1 kPa · m^3 1 kJ/kg = 1000 m^2/s^2 1 kWh = 3600 kJ 1 cal† = 4.184 J 1 IT cal† = 4.1868 J 1 Cal† = 4.1868 kJ	1 kJ = 0.94782 Btu 1 Btu = 1.055056 kJ = 5.40395 psia · ft^3 = 778.169 lbf · ft 1 Btu/lbm = 25,037 ft^2/s^2 = 2.326* kJ/kg 1 kJ/kg = 0.430 Btu/lbm 1 kWh = 3412.14 Btu 1 termia = 10^5 Btu = 1.055 × 10^5 kJ (gas natural)
Fuerza	1 N = 1 kg · m/s^2 = 10^5 dina 1 kgf = 9.80665 N	1 N = 0.22481 lbf 1 lbf = 32.174 lbm · ft/s^2 = 4.44822 N
Flujo de calor	1 W/cm^2 = 10^4 W/m^2	1 W/m^2 = 0.3171 Btu/h · ft^2
Coeficiente de transferencia de calor	1 W/m^2 · °C = 1 W/m^2 · K	1 W/m^2 · °C = 0.17612 Btu/h · ft^2 · °F
Longitud	1 m = 100 cm = 1000 mm = 10^6 μm 1 km = 1000 m	1 m = 39.370 in = 3.2808 ft = 1.0926 yd 1 ft = 12 in = 0.3048* m 1 milla = 5280 ft = 1.6093 km 1 in = 2.54* cm
Masa	1 kg = 1000 g 1 tonelada métrica = 1000 kg	1 kg = 2.2046226 lbm 1 lbm = 0.45359237* kg 1 onza = 28.3495 g 1 slug = 32.174 lbm = 14.5939 kg 1 ton corta = 2000 lbm = 907.1847 kg
Potencia, velocidad de transferencia de calor	1 W = 1 J/s 1 kW = 1000 W = 1.341 hp 1 hp‡ = 745.7 W	1 kW = 3412.14 Btu/h = 737.56 lbf · ft/s 1 hp = 550 lbf · ft/s = 0.7068 Btu/s = 42.41 Btu/min = 2544.5 Btu/h = 0.74570 kW 1 hp de caldera = 33,475 Btu/h 1 Btu/h = 1.055056 kJ/h 1 ton de refrigeración = 200 Btu/min
Presión	1 Pa = 1 N/m^2 1 kPa = 10^3 Pa = 10^{-3} MPa 1 atm = 101.325 kPa = 1.01325 bars = 760 mm Hg a 0°C = 1.03323 kgf/cm^2 1 mm Hg = 0.1333 kPa	1 Pa = 1.4504 × 10^{-4} psia = 0.020886 lbf/ft^2 1 psi = 144 lbf/ft^2 = 6.894757 kPa 1 atm = 14.696 psia = 29.92 in Hg a 30°F 1 in Hg = 3.387 kPa
Calor específico	1 kJ/kg · °C = 1 kJ/kg · K = 1 J/g · °C	1 Btu/lbm · °F = 4.1868 kJ/kg · °C 1 Btu/lbmol · R = 4.1868 kJ/kmol · K 1 kJ/kg · °C = 0.23885 Btu/lbm · °F = 0.23885 Btu/lbm · R

* Factores de conversión exactos entre las unidades métricas e inglesas.

†La caloría se define originalmente como la cantidad de calor requerida para aumentar 1°C la temperatura de 1 g de agua, pero ésta varía con la temperatura. La caloría de la tabla de vapor internacional (IT), generalmente preferida por los ingenieros, es exactamente 4.1868 J por definición y corresponde al calor específico del agua a 15°C. La caloría termoquímica, por lo general preferida por los físicos, es exactamente 4.184 J por definición y corresponde al calor específico del agua a temperatura ambiente. La diferencia entre las dos es aproximadamente 0.06 por ciento, lo cual es despreciable. La Caloría con inicial mayúscula utilizada por los nutriólogos en realidad es una kilocaloría (1000 calorías IT).

DIMENSIÓN	MÉTRICO	MÉTRICO/INGLÉS
Volumen específico	1 m^3/kg = 1000 L/kg = 1000 cm^3/g	1 m^3/kg = 16.02 ft^3/lbm 1 ft^3/lbm = 0.062428 m^3/kg
Temperatura	$T(K) = T(°C) + 273.15$ $\Delta T(K) = \Delta T(°C)$	$T(R) = T(°F) + 459.67 = 1.8T(K)$ $T(°F) = 1.8\ T(°C) + 32$ $\Delta T(°F) = \Delta T(R) = 1.8\ \Delta T(K)$
Conductividad térmica	1 W/m · °C = 1 W/m · K	1 W/m · °C = 0.57782 Btu/h · ft · °F
Velocidad	1 m/s = 3.60 km/h	1 m/s = 3.2808 ft/s = 2.237 mi/h 1 mi/h = 1.46667 ft/s 1 mi/h = 1.6093 km/h
Volumen	1 m^3 = 1000 L = 10^6 cm^3 (cc)	1 m^3 = 6.1024 × 10^4 in^3 = 35.315 ft^3 = 264.17 gal (U.S.) 1 U.S. galón = 231 in^3 = 3.7854 L 1 fl onza = 29.5735 cm^3 = 0.0295735 L 1 U.S. galón = 128 fl onzas
Tasa de flujo volumétrico	1 m^3/s = 60,000 L/min = 10^6 cm^3/s	1 m^3/s = 15,850 gal/min (gpm) = 35.315 ft^3/s = 2118.9 ft^3/min (cfm)

‡Caballo de fuerza mecánico. El caballo de vapor eléctrico se toma para que sea exactamente igual a 746 W.

Algunas constantes físicas

Constante universal de los gases	R_u = 8.31447 kJ/kmol · K = 8.31447 kPa · m^3/kmol · K = 0.0831447 bar · m^3/kmol · K = 82.05 L · atm/kmol · K = 1.9858 Btu/lbmol · R = 1545.37 ft · lbf/lbmol · R = 10.73 psia · ft^3/lbmol · R
Aceleración de la gravedad estándar	g = 9.80665 m/s^2 = 32.174 ft/s^2
Presión atmosférica estándar	1 atm = 101.325 kPa = 1.01325 bar = 14.696 psia = 760 mm Hg (0°C) = 29.9213 in Hg (32°F) = 10.3323 m H_2O (4°C)
Constante de Stefan-Boltzmann	σ = 5.6704 × 10^{-8} W/m^2 · K^4 = 0.1714 × 10^{-8} Btu/h · ft^2 · R^4
Constante de Boltzmann	k = 1.380650 × 10^{-23} J/K
Velocidad de la luz en el vacío	c_o = 2.9979 × 10^8 m/s = 9.836 × 10^8 ft/s
Velocidad del sonido en aire seco a 0°C y 1 atm	c = 331.36 m/s = 1089 ft/s
Calor de fusión del agua a 1 atm	h_{if} = 333.7 kJ/kg = 143.5 Btu/lbm
Entalpía de vaporización del agua a 1 atm	h_{fg} = 2256.5 kJ/kg = 970.12 Btu/lbm

Nomenclatura

a	Aceleración, m/s^2
a	Función específica de Helmholtz, $u - Ts$, kJ/kg
A	Área, m^2
A	Función de Helmholtz, $U - TS$, kJ
AF	Relación aire-combustible
c	Velocidad del sonido, m/s
c	Calor específico, kJ/kg · K
c_p	Calor específico a presión constante, kJ/kg · K
c_v	Calor específico a volumen constante, kJ/kg · K
COP	Coeficiente de desempeño
COP_{HP}	Coeficiente de desempeño de una bomba de calor
COP_{R}	Coeficiente de desempeño de un refrigerador
d, D	Diámetro, m
e	Energía específica total, kJ/kg
E	Energía total, kJ
EER	Valor de eficiencia de energía
F	Fuerza, N
FA	Relación combustible-aire
g	Aceleración de la gravedad, m/s^2
g	Función específica de Gibbs, $h - Ts$, kJ/kg
G	Función total de Gibbs, $H - TS$, kJ
h	Coeficiente de transferencia de calor por convección, W/m^2 · °C
h	Entalpía específica, $u + Pv$, kJ/kg
H	Entalpía total, $U + PV$, kJ
$\bar{h}_c$	Entalpía de combustión, kJ/kmol de combustible
$\bar{h}_f$	Entalpía de formación, kJ/kmol
$\bar{h}_R$	Entalpía de reacción, kJ/kmol
HHV	Valor superior de calentamiento, kJ/kg de combustible
i	Irreversibilidad específica, kJ/kg
I	Corriente eléctrica, A
I	Irreversibilidad total, kJ
k	Relación de calores específicos, c_p/c_v
k_s	Constante de un resorte
k_t	Conductividad térmica
K_p	Constante de equilibrio
ke	Energía cinética específica, $V^2/2$, kJ/kg
KE	Energía cinética total, $mV^2/2$, kJ
LHV	Valor inferior de calentamiento, kJ/kg de combustible
m	Masa, kg
$\dot{m}$	Velocidad de flujo másico, kg/s
M	Masa molar, kg/kmol
Ma	Número de Mach
MEP	Presión media efectiva, kPa
mf	Fracción de masa
n	Exponente politrópico
N	Número de moles, kmol
P	Presión, kPa
P_{cr}	Presión crítica, kPa
P_i	Presión parcial, kPa
P_m	Presión de mezcla, kPa
P_r	Presión relativa
P_R	Presión reducida
P_v	Presión de vapor, kPa
P_0	Presión a los alrededores, kPa
pe	Energía potencial específica, gz, kJ/kg
PE	Energía potencial total, mgz, kJ
q	Transferencia de calor por unidad de masa, kJ/kg
Q	Transferencia de calor total, kJ
$\dot{Q}$	Velocidad de transferencia de calor, kW
Q_H	Transferencia de calor con cuerpo a alta temperatura, kJ
Q_L	Transferencia de calor con cuerpo a baja temperatura, kJ
r	Relación de compresión
R	Constante del gas, kJ/kg · K
r_c	Relación de corte
r_p	Relación de presiones
R_u	Constante universal de los gases, kJ/kmol · K
s	Entropía específica, kJ/kg · K
S	Entropía total, kJ/K
s_{gen}	Generación de entropía específica, kJ/kg · K
S_{gen}	Generación de entropía total, kJ/K
SG	Peso específico o densidad relativa
t	Tiempo, s
T	Temperatura, °C o K
T	Torca, N · m
T_{cr}	Temperatura crítica, K
T_{db}	Temperatura de bulbo seco, °C
T_{dp}	Temperatura de punto de rocío, °C
T_f	Temperatura del fluido total, °C
T_H	Temperatura de cuerpo a alta temperatura, K
T_L	Temperatura de cuerpo a baja temperatura, K
T_R	Temperatura reducida
T_{wb}	Temperatura de bulbo húmedo, °C
T_0	Temperatura en los alrededores, °C o K
u	Energía interna específica, kJ/kg
U	Energía interna total, kJ

v Volumen específico, m^3/kg
v_{cr} Volumen específico crítico, m^3/kg
v_r Volumen específico relativo
v_R Volumen específico pseudorreducido
V Volumen total, m^3
$\dot{V}$ Velocidad de flujo volumétrico, m^3/s
$\mathbf{V}$ Voltaje, V
V Velocidad, m/s
V_{prom} Velocidad promedio
w Trabajo por unidad de masa, kJ/kg
W Trabajo total, kJ
$\dot{W}$ Potencia, kW
W_{ent} Entrada de trabajo, kJ
W_{sal} Salida de trabajo, kJ
W_{rev} Trabajo reversible, kJ
x Calidad
x Exergía específica, kJ/kg
X Exergía total, kJ
x_{dest} Destrucción de exergía específica, kJ/kg
X_{dest} Destrucción de exergía total, kJ
$\dot{X}_{dest}$ Velocidad de destrucción de la exergía total, kW
y Fracción molar
z Elevación, m
Z Factor de compresibilidad
Z_h Factor de desviación de entalpía
Z_s Factor de desviación de entropía

Letras griegas

α Absorbencia
α Compresibilidad isotérmica, 1/kPa
β Expansibilidad volumétrica, 1/K
Δ Cambio finito en cantidad
ε Emisividad; efectividad
η_{ter} Eficiencia térmica
η_{II} Eficiencia de segunda ley
θ Energía total de un fluido fluyendo, kJ/kg
μ_{JT} Coeficiente Joule-Thomson, K/kPa
μ Potencial químico, kJ/kg
ν Coeficiente estequiométrico
ρ Densidad, kg/m^3
σ Constante de Stefan-Boltzmann
σ_n Tensión normal, N/m^2
σ_s Tensión superficial, N/m
ϕ Humedad relativa
ϕ Exergía específica de sistema cerrado, kJ/kg
Φ Exergía total de sistema cerrado, kJ
ψ Exergía de corriente, kJ/kg
ω Humedad específica o absoluta, kg H_2O/kg de aire seco

Subíndices

a Aire
abs Absoluto
real Real
atm Atmosférico
prom Promedio
c Combustión; sección transversal
cr Punto crítico
CV Volumen de control
e Condiciones de salida
f Líquido saturado
fg Diferencia en propiedades entre el líquido saturado y el vapor saturado
g Vapor saturado
gen Generación
H Alta temperatura (como en T_H y Q_H)
i Condiciones de entrada
i Componente i-ésimo
L Baja temperatura (como en T_L y Q_L)
m Mezcla
r Relativa
R Reducida
rev Reversible
s Isentrópico
sat Saturado
alr Alrededores
sis Sistema
v Vapor de agua
0 Estado muerto
1 Estado inicial o de entrada
2 Estado final o de salida

Superíndices

$\dot{}$ (sobrepunto) Cantidad por unidad de tiempo
$\bar{}$ (sobrebarra) Cantidad por unidad molar
° (círculo) Estado de referencia estándar
* (asterisco) Cantidad a 1 atm de presión

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN Y CONCEPTOS BÁSICOS

Toda ciencia posee un vocabulario único y la termodinámica no es la excepción. La definición precisa de conceptos básicos constituye una base sólida para el desarrollo de una ciencia y evita posibles malas interpretaciones. Este capítulo inicia con un repaso de la termodinámica y los sistemas de unidades y continúa con la explicación de algunos conceptos básicos, como *sistema*, *estado*, *postulado de estado*, *equilibrio* y *proceso*. También se analizan los términos *temperatura* y *escalas de temperatura* con especial énfasis en la Escala Internacional de Temperatura de 1990. Posteriormente se presenta *presión*, definida como la fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área, y se analizan las presiones *absoluta* y *manométrica*, la variación de la presión con la profundidad y los dispositivos de medición de presión, como manómetros y barómetros. El estudio cuidadoso de estos conceptos es esencial para lograr una buena comprensión de los temas tratados en este libro. Por último, se presenta una *técnica para resolver problemas*, intuitiva y sistemática, que se puede usar como modelo en la solución de problemas de ingeniería.

Objetivos

En el capítulo 1, los objetivos son:

- Identificar el vocabulario específico relacionado con la termodinámica por medio de la definición precisa de conceptos básicos con la finalidad de formar una base sólida para el desarrollo de los principios de la termodinámica.
- Revisar los sistemas de unidades SI métrico e inglés que se utilizarán en todo el libro.
- Explicar los conceptos básicos de la termodinámica, como sistema, estado, postulado de estado, equilibrio, proceso y ciclo.
- Revisar los conceptos de temperatura, escalas de temperatura, presión y presiones absoluta y manométrica.
- Introducir una técnica intuitiva y sistemática para resolver problemas.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 1, EN EL DVD.

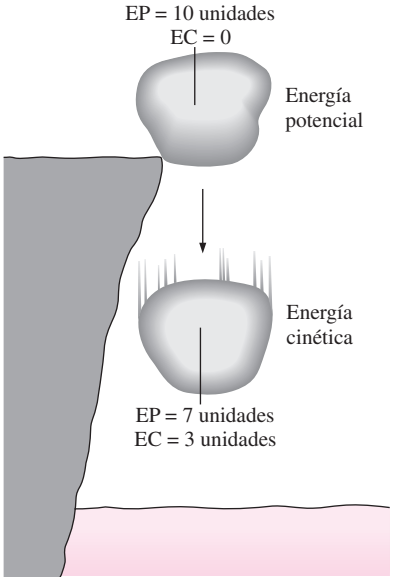


FIGURA 1-1

La energía no se crea ni se destruye; sólo se transforma (primera ley).

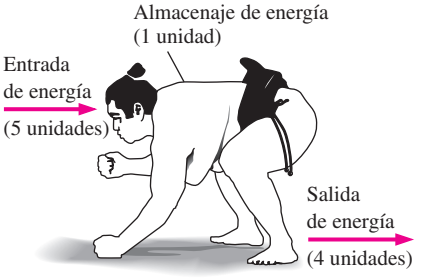


FIGURA 1-2

Principio de conservación de la energía para el cuerpo humano.

1-1 ▪ TERMODINÁMICA Y ENERGÍA

La termodinámica se puede definir como la ciencia de la *energía.* Aunque todo mundo tiene idea de lo que es la energía, es difícil definirla de forma precisa. La energía se puede considerar como la capacidad para causar cambios.

El término *termodinámica* proviene de las palabras griegas *therme* (calor) y *dynamis* (fuerza), lo cual corresponde a lo más descriptivo de los primeros esfuerzos por convertir el calor en energía. En la actualidad, el concepto se interpreta de manera amplia para incluir los aspectos de energía y sus transformaciones, incluida la generación de potencia, la refrigeración y las relaciones entre las propiedades de la materia.

Una de las más importantes y fundamentales leyes de la naturaleza es el **principio de conservación de la energía**. Éste expresa que durante una interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra pero su cantidad total permanece constante. Es decir, la energía no se crea ni se destruye. Una roca que cae de un acantilado, por ejemplo, adquiere velocidad como resultado de su energía potencial convertida en energía cinética (Fig. 1-1). El principio de conservación de la energía también estructura la industria de las dietas: una persona que tiene un mayor consumo energético (alimentos) respecto a su gasto de energía (ejercicio) aumentará de peso (almacena energía en forma de grasa), mientras otra persona con una ingestión menor respecto a su gasto energético perderá peso (Fig. 1-2). El cambio en el contenido energético de un cuerpo o de cualquier otro sistema es igual a la diferencia entre la entrada y la salida de energía, y el balance de ésta se expresa como $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E$.

La **primera ley de la termodinámica** es simplemente una expresión del principio de conservación de la energía, y sostiene que la *energía* es una propiedad termodinámica. La **segunda ley de la termodinámica** afirma que la energía tiene *calidad* así como *cantidad*, y los procesos reales ocurren hacia donde disminuye la calidad de la energía. Por ejemplo, una taza de café caliente sobre una mesa en algún momento se enfría, pero una taza de café frío en el mismo espacio nunca se calienta por sí misma (Fig. 1-3). La energía de alta temperatura del café se degrada (se transforma en una forma menos útil a otra con menor temperatura) una vez que se transfiere hacia el aire circundante.

Aunque los principios de la termodinámica han existido desde la creación del universo, esta ciencia surgió como tal hasta que Thomas Savery en 1697 y Thomas Newcomen en 1712 construyeron en Inglaterra las primeras máquinas de vapor atmosféricas exitosas, las cuales eran muy lentas e ineficientes, pero abrieron el camino para el desarrollo de una nueva ciencia.

La primera y la segunda leyes de la termodinámica surgieron de forma simultánea a partir del año de 1850, principalmente de los trabajos de William Rankine, Rudolph Clausius y Lord Kelvin (antes William Thomson). El término *termodinámica* se usó primero en una publicación de Lord Kelvin en 1849; y por su parte, William Rankine, profesor en la universidad de Glasgow, escribió en 1859 el primer texto sobre el tema.

Se sabe bien que una sustancia está constituida por un gran número de partículas llamadas *moléculas*, y que las propiedades de dicha sustancia dependen por supuesto del comportamiento de estas partículas. Por ejemplo, la presión de un gas en un recipiente es el resultado de la transferencia de cantidad de movimiento entre las moléculas y las paredes del recipiente. Sin embargo, no es necesario conocer el comportamiento de las partículas de gas para determinar la presión en el recipiente, bastaría con colocarle

un medidor de presión al recipiente. Este enfoque macroscópico al estudio de la termodinámica que no requiere conocer el comportamiento de cada una de las partículas se llama **termodinámica clásica**, y proporciona un modo directo y fácil para la solución de problemas de ingeniería. Un método más elaborado, basado en el comportamiento promedio de grupos grandes de partículas individuales, es el de la **termodinámica estadística**. Este método microscópico es bastante complicado y en este libro sólo se usa como apoyo.

Áreas de aplicación de la termodinámica

En la naturaleza, todas las actividades tienen que ver con cierta interacción entre la energía y la materia; por consiguiente, es difícil imaginar un área que no se relacione de alguna manera con la termodinámica. Por lo tanto, desarrollar una buena comprensión de los principios básicos de esta ciencia ha sido durante mucho tiempo parte esencial de la educación en ingeniería.

Comúnmente la termodinámica se encuentra en muchos sistemas de ingeniería y otros aspectos de la vida y no es necesario ir muy lejos para comprobar esto. Por ejemplo, el corazón bombea sangre en forma constante a todo nuestro cuerpo, diferentes conversiones de energía ocurren en trillones de células y el calor corporal generado se emite en forma constante hacia el ambiente. El confort humano tiene estrecha relación con la tasa de esta emisión de calor metabólico. Se intenta controlar esta transferencia de calor ajustando la ropa a las condiciones ambientales.

Existen otras aplicaciones de la termodinámica en el lugar que se habita. Una casa ordinaria es, en algunos aspectos, una sala de exhibición de maravillas producto de la termodinámica (Fig. 1-4). Muchos utensilios domésticos y aplicaciones están diseñados, completamente o en parte, mediante los principios de la termodinámica. Algunos ejemplos son la estufa eléctrica o de gas, los sistemas de calefacción y aire acondicionado, el refrigerador, el humidificador, la olla de presión, el calentador de agua, la regadera, la plancha e incluso la computadora y el aparato de televisión. En una escala mayor, la termodinámica desempeña una parte importante en el diseño y análisis de motores automotrices, cohetes, motores de avión, plantas de energía convencionales o nucleares, colectores solares, y en el diseño de todo tipo de vehículos desde automóviles hasta aeroplanos (Fig. 1-5). Los hogares que usan eficazmente la energía se diseñan con base en la reducción de pérdida de calor en invierno y ganancia de calor en verano. El tamaño, la ubicación y entrada de potencia del ventilador de su computadora también se selecciona tras un estudio en el que interviene la termodinámica.

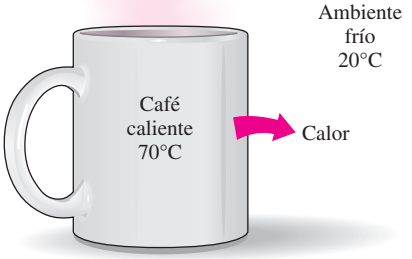


FIGURA 1-3
El calor fluye en dirección de la temperatura decreciente.

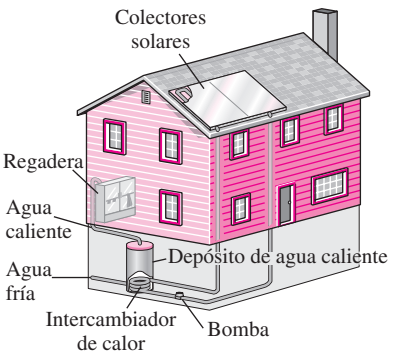


FIGURA 1-4
El diseño de muchos sistemas de ingeniería, como este sistema solar para calentar agua, tiene que ver con la termodinámica.

1-2 ▪ IMPORTANCIA DE LAS DIMENSIONES Y UNIDADES

Cualquier cantidad física se caracteriza mediante **dimensiones**. Las magnitudes asignadas a las dimensiones se llaman **unidades**. Algunas dimensiones básicas, como masa m, longitud L, tiempo t y temperatura T se seleccionan como **dimensiones primarias** o **fundamentales**, mientras que otras como la velocidad V, energía E, y volumen V se expresan en términos de las dimensiones primarias y se llaman **dimensiones secundarias** o **dimensiones derivadas**.

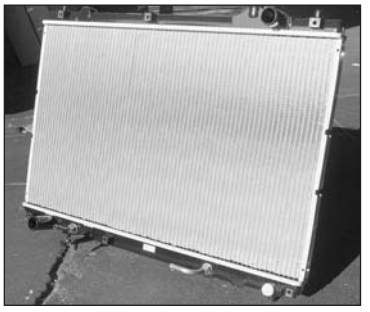
TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 2, EN EL DVD.

Cuerpo humano

Sistemas de acondicionamiento de aire

Aviones


Radiadores de automóviles

Plantas de energía

Sistemas de refrigeración

FIGURA 1-5

Algunas áreas de aplicación de la termodinámica.

Unidad de aire acondicionado, refrigerador, radiador, © The McGraw-Hill Companies, Inc./Jill Braaten, fotógrafo; avión: © Vol. 14/PhotoDisc; humanos: © Vol. 121/PhotoDisc; planta de energía: © Corbis Royalty Free.

Con el paso de los años se han creado varios sistemas de unidades. A pesar de los grandes esfuerzos que la comunidad científica y los ingenieros han hecho para unificar el mundo con un solo sistema de unidades, en la actualidad aún son de uso común dos de éstos: el **sistema inglés**, que se conoce como *United States Customary System* (USCS) y el **SI** métrico (de *Le Système International d' Unités*), también llamado sistema internacional. El SI es un sistema simple y lógico basado en una relación decimal entre las distintas unidades, y se usa para trabajo científico y de ingeniería en la mayor parte de las naciones industrializadas, incluso en Inglaterra. Sin embargo, el sistema inglés no tiene base numérica sistemática evidente y varias unidades de este sistema se relacionan entre sí de manera bastante arbitraria (12 pulgadas = 1 pie, 1 milla = 5 280 pies, 4 cuartos = 1 galón, etc.), lo cual hace que el aprendizaje sea confuso y difícil. Estados Unidos es el único país industrializado que aún no adopta por completo el sistema métrico.

Los esfuerzos sistemáticos para desarrollar un sistema de unidades universal aceptable datan de 1790 cuando la Asamblea Nacional Francesa encargó a la academia francesa de ciencias que sugiriera dicho sistema de unidades. Pronto se elaboró en Francia una primera versión del sistema métrico, pero no encontró aceptación universal hasta 1875 cuando 17 países, incluido Estados Unidos, prepararon y firmaron el *Tratado de Con-*

vención Métrica. En este acuerdo internacional se establecieron metro y gramo como las unidades métricas para longitud y masa, respectivamente, además de establecerse que una *Conferencia General de Pesos y Medidas* (CGPM) se reuniera cada seis años. En 1960, la CGPM produjo el SI, el cual se basa en seis cantidades fundamentales, cuyas unidades se adoptaron en 1954 en la Décima Conferencia General de Pesos y Medidas: *metro* (m) para longitud, *kilogramo* (kg) para masa, *segundo* (s) para tiempo, *ampere* (A) para corriente eléctrica, *grado Kelvin* (°K) para temperatura y *candela* (cd) para intensidad luminosa (cantidad de luz). En 1971, la CGPM añadió una séptima cantidad fundamental y unidad: *mol* (mol) para la cantidad de materia.

Con base en el esquema de notación introducido en 1967, el símbolo de grado se eliminó en forma oficial de la unidad de temperatura absoluta, y todos los nombres de unidades se escribirían con minúscula incluso si se derivaban de nombres propios (Tabla 1-1). Sin embargo, la abreviatura de una unidad se escribiría con mayúscula si la unidad provenía de un nombre propio. Por ejemplo, la unidad SI de fuerza, nombrada en honor a Sir Isaac Newton (1647-1723), es el *newton* (no Newton), y se abrevia como N. Asimismo, es posible pluralizar el nombre completo de una unidad, no así su abreviatura. Por ejemplo, la longitud de un objeto puede ser 5 m o 5 metros, *no* 5 ms o 5 metro. Por último, no se usará punto en abreviaturas de unidades a menos que aparezcan al final de un enunciado. Por ejemplo, la abreviatura apropiada de metro es m (no m.).

En Estados Unidos, el reciente cambio hacia el sistema métrico empezó en 1968 cuando el Congreso, en respuesta a lo que estaba sucediendo en el resto del mundo, aprobó un Decreto de estudio métrico. El Congreso continuó con este impulso hacia un cambio voluntario al sistema métrico al aprobar el Decreto de conversión métrica en 1975. Una ley comercial aprobada en 1988 fijó el mes de septiembre de 1992 como plazo para que todas las agencias federales pasaran al sistema métrico. Sin embargo, los plazos se relajaron sin establecer planes claros para el futuro.

Las industrias con una participación intensa en el comercio internacional (como la automotriz, la de bebidas carbonatadas y la de licores) se han apresurado en pasar al sistema métrico por razones económicas (tener un solo diseño mundial, menos tamaños e inventarios más pequeños, etc.). En la actualidad, casi todos los automóviles fabricados en Estados Unidos obedecen al sistema métrico. Es probable que la mayor parte de los dueños de automóviles no se percaten sino hasta que utilicen una llave con medida en pulgadas sobre un tornillo métrico. No obstante, la mayor parte de las industrias se resisten al cambio, lo cual retrasa el proceso de conversión.

En la actualidad, Estados Unidos es una sociedad con doble sistema y permanecerá así hasta que se complete la transición al sistema métrico. Esto agrega una carga extra a los actuales estudiantes de ingeniería, puesto que se espera que retengan su comprensión del sistema inglés mientras aprenden, piensan y trabajan en términos del SI. Dada la posición de los ingenieros en el periodo de transición, en este libro se usan ambos sistemas de unidades, con especial énfasis en las unidades SI.

Como se señaló, el SI se basa en una relación decimal entre unidades. Los prefijos usados para expresar los múltiplos de las distintas unidades se enumeran en la tabla 1-2, se usan como estándar para todas éstas y se alienta al estudiante a memorizarlos debido a su uso extendido (Fig. 1-6).

TABLA 1-1

Las siete dimensiones fundamentales (o primarias) y sus unidades en el SI

Dimensión	Unidad
Longitud	metro (m)
Masa	kilogramo (kg)
Tiempo	segundo (s)
Temperatura	kelvin (K)
Corriente eléctrica	ampere (A)
Cantidad luminosa	candela (cd)
Cantidad de materia	mol (mol)

TABLA 1-2

Prefijos estándar en unidades SI

Múltiplos	Prefijo
10^{12}	tera, T
10^{9}	giga, G
10^{6}	mega, M
10^{3}	kilo, k
10^{2}	hecto, h
10^{1}	deca, da
10^{-1}	deci, d
10^{-2}	centi, c
10^{-3}	mili, m
10^{-6}	micro, μ
10^{-9}	nano, n
10^{-12}	pico, p

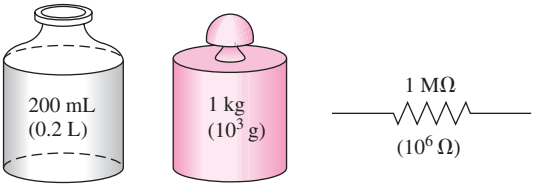


FIGURA 1-6
Los prefijos de las unidades SI se usan en todas las ramas de la ingeniería.

Algunas unidades SI e inglesas

En el SI, las unidades de masa, longitud y tiempo son kilogramo (kg), metro (m) y segundo (s), respectivamente. Las unidades correspondientes en el sistema inglés son libra-masa (lbm), pie (ft) y segundo (s). El símbolo de libra *lb* es en realidad la abreviatura de *libra*, la cual era en la antigua Roma la unidad para peso. El sistema inglés mantuvo este símbolo incluso después de haber finalizado la ocupación romana de Bretaña en el año 410. Las unidades de masa y longitud en los dos sistemas se relacionan entre sí mediante

$$1 \text{ lbm} = 0.45359 \text{ kg}$$

$$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$$

En el sistema inglés, la fuerza es considerada comúnmente como una de las dimensiones primarias y se le asigna una unidad no derivada. Esto es una fuente de confusión y error que requiere el uso de una constante dimensional (g_c) en muchas fórmulas. Para evitar esta molestia, se considera a la fuerza como una dimensión secundaria cuya unidad se deriva de la segunda ley de Newton, es decir,

$$\text{Fuerza} = (\text{masa})(\text{aceleración})$$

o

$$F = ma \qquad \textbf{(1-1)}$$

En el SI, la unidad de fuerza es el newton (N), y se define como la *fuerza requerida para acelerar una masa de 1 kg a razón de 1 m/s²*. En el sistema inglés, la unidad de fuerza es la **libra-fuerza** (lbf) y se define como la *fuerza requerida para acelerar una masa de 32.174 lbm (1 slug) a razón de 1 ft/s²* (Fig. 1-7). Es decir,

$$1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$$

$$1 \text{ lbf} = 32.174 \text{ lbm} \cdot \text{ft/s}^2$$

Una fuerza de 1 N equivale aproximadamente al peso de una manzana pequeña ($m = 102$ g), mientras que una fuerza de 1 lbf es equivalente a más o menos el peso de cuatro manzanas medianas ($m_{\text{total}} = 454$ g), como se ilustra en la figura 1-8. Otra unidad de fuerza de uso común en muchos países europeos es el *kilogramo-fuerza* (kgf), que es el peso de 1 kg masa al nivel del mar (1 kgf = 9.807 N).

El término **peso** con frecuencia se usa de modo incorrecto para expresar masa, en particular por los "weight watchers". A diferencia de la masa, el peso W es una *fuerza*: la fuerza gravitacional aplicada a un cuerpo, y su magnitud se determina a partir de la segunda ley de Newton,

$$W = mg \quad (\text{N}) \qquad \textbf{(1-2)}$$

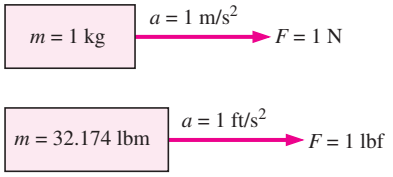


FIGURA 1-7
Definición de unidades de fuerza.

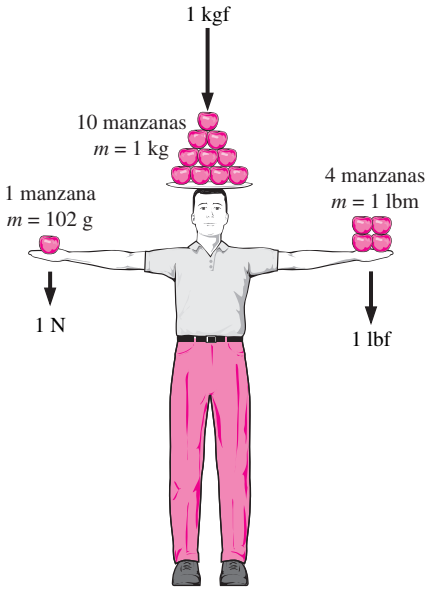


FIGURA 1-8
Magnitudes relativas de las unidades de fuerza newton (N), kilogramo-fuerza (kgf) y libra fuerza (lbf).

donde m es la masa del cuerpo y g es la aceleración gravitacional local (g es 9.807 m/s^2 o 32.174 ft/s^2 al nivel del mar y latitud 45°). Una báscula de baño ordinaria mide la fuerza gravitacional que actúa sobre un cuerpo. El peso del volumen unitario de una sustancia se llama **peso específico** γ y se determina a partir de $\gamma = \rho g$, donde ρ es la densidad.

La masa de un cuerpo es la misma sin importar su ubicación en el universo; sin embargo, su peso se modifica con un cambio en la aceleración gravitacional. Un cuerpo pesa menos en la cima de una montaña puesto que g disminuye con la altitud. En la superficie de la Luna, una astronauta pesa alrededor de un sexto de lo que pesa en la Tierra (Fig. 1-9).

Al nivel del mar una masa de 1 kg pesa 9.807 N, como se ilustra en la figura 1-10; no obstante, una masa de 1 lbm pesa 1 lbf, lo que lleva a las personas a creer que libra-masa y libra-fuerza se pueden usar de forma indistinta como libra (lb), lo cual es uno de los principales errores en el sistema inglés.

Se debe observar que la *fuerza de gravedad* que actúa sobre una masa se debe a la *atracción* entre las masas y, por lo tanto, es proporcional a las magnitudes de las masas e inversamente proporcional al cuadrado de la distancia entre ellas. Por consiguiente, la aceleración gravitacional g en un lugar depende de la *densidad local* de la corteza terrestre, la *distancia* al centro de la Tierra y, en un menor grado, de las posiciones de la Luna y el Sol. El valor de g varía con la ubicación desde 9.8295 m/s^2 a 4 500 m debajo del nivel del mar hasta 7.3218 m/s^2 a 100 000 m arriba del nivel del mar. Sin embargo, a altitudes de hasta 30 000 m, la variación de g del valor a nivel del mar de 9.807 m/s^2 es menor a 1 por ciento. Entonces, para la mayor parte de los propósitos prácticos, la aceleración gravitacional se supone como *constante* en 9.81 m/s^2. Es interesante notar que en lugares situados abajo del nivel del mar el valor de g se incrementa con la distancia desde el nivel del mar, alcanza un máximo próximo a los 4 500 m y luego empieza a disminuir. (¿Cuál cree que es el valor de g en el centro de la Tierra?)

La principal causa que provoca la confusión entre masa y peso es que la masa se mide generalmente de *modo indirecto* al calcular la *fuerza de gravedad* que ejerce. Con este enfoque se supone también que las fuerzas ejercidas causadas por otros efectos como la flotabilidad del aire y el movimiento del fluido son insignificantes. Esto es como medir la distancia a una estrella midiendo su transición hacia el color rojo o determinar la altitud de un aeroplano por medio de la presión barométrica: ambas son mediciones indirectas. La forma correcta *directa* de medir la masa es compararla con otra conocida. Sin embargo esto es difícil y se usa sobre todo para calibración y medición de metales preciosos.

El *trabajo*, que es una forma de energía, se puede definir simplemente como la fuerza multiplicada por la distancia; por lo tanto, tiene la unidad "newton-metro (N · m)", llamado joule (J). Es decir,

$$1\ \text{J} = 1\ \text{N} \cdot \text{m} \qquad \textbf{(1-3)}$$

Una unidad más común para la energía en el SI es el kilojoule (1 kJ = 10^3 J). En el sistema inglés, la unidad de energía es el **Btu** (British thermal unit), que se define como la energía requerida para elevar en 1°F la temperatura de 1 lbm de agua a 68°F. En el sistema métrico, la cantidad de energía necesaria para elevar en 1°C la temperatura de 1 gramo de agua a 14.5°C se define como 1 **caloría** (cal), y 1 cal = 4.1868 J. Las magnitudes de kilojoule y Btu son casi idénticas (1 Btu = 1.0551 kJ).

FIGURA 1-9
Un cuerpo que en la Tierra pesa 150 lbf pesará sólo 25 lbf en la Luna.

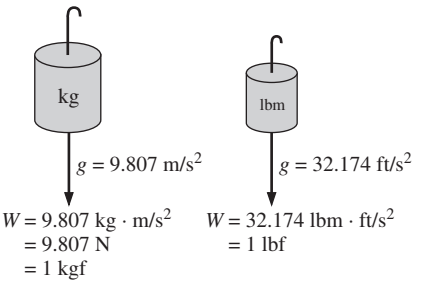


FIGURA 1-10
El peso de una masa unitaria al nivel del mar.

FIGURA 1-11
Para lograr la homogeneidad dimensional de una ecuación, todos los términos deben tener las mismas unidades.

© Reimpreso con autorización especial de King Features Syndicate.

Homogeneidad dimensional

En la escuela primaria se aprende que manzanas y naranjas no se suman, pero de algún modo uno se las arregla para hacerlo (por error, por supuesto). En ingeniería, las ecuaciones deben ser *dimensionalmente homogéneas*. Es decir, cada término de una ecuación debe tener la misma unidad (Fig. 1-11). Si en alguna etapa de un análisis se está en posición de sumar dos cantidades que tienen unidades distintas, es una indicación clara de que se ha cometido un error en una etapa anterior. Así que comprobar las dimensiones puede servir como una herramienta valiosa para detectar errores.

EJEMPLO 1-1 Detección de errores cuando las unidades no son congruentes

Al resolver un problema, una persona termina con la siguiente ecuación en alguna etapa de su cálculo:

$$E = 25\ \text{kJ} + 7\ \text{kJ/kg}$$

donde E es la energía total cuyas unidades son kilojoules. Determine cómo corregir el error y analice lo que pudo causarlo.

Solución Durante un análisis se obtuvo una relación con unidades incongruentes. Se hallará una corrección y se determinará la causa probable del error.

Análisis Los dos términos del lado derecho no tienen las mismas unidades y, por lo tanto, no es posible sumarlos para obtener la energía total. Si se multiplica el último término por la masa se eliminan los kilogramos en el denominador y toda la ecuación se vuelve dimensionalmente homogénea; es decir, cada término de la ecuación tendrá la misma unidad.

Explicación Resulta obvio que este error se originó al olvidar en una etapa anterior multiplicar el último término por la masa.

Se sabe por experiencia que las unidades pueden causar terribles dolores de cabeza si no se usan con cuidado al resolver un problema. Sin embargo, con cierta atención y habilidad las unidades se pueden usar de modo provechoso. Sirven para comprobar fórmulas e incluso se pueden usar para deducir fórmulas, como se explica en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 1-2 Obtención de fórmulas a partir de consideraciones de unidades

Se llena un depósito con aceite cuya densidad es $\rho = 850\ \text{kg/m}^3$. Si el volumen del depósito es $V = 2\ \text{m}^3$, determine la cantidad de masa m en el depósito.

Solución Se tiene el volumen del depósito y se va a determinar la masa del aceite.

Suposiciones El aceite es una sustancia no compresible y, por lo tanto, su densidad es constante

Análisis Un bosquejo del sistema descrito se presenta en la figura 1-12. Suponga que olvida la fórmula que relaciona la masa con la densidad y el volumen; sin embargo, se sabe que la unidad de la masa es el kilogramo. Es decir, sin importar los cálculos que se realicen se debe obtener al final la unidad de kilogramos. Entendiendo mejor la información proporcionada, se tiene

$$\rho = 850\ \text{kg/m}^3 \quad \text{y} \quad V = 2\ \text{m}^3$$

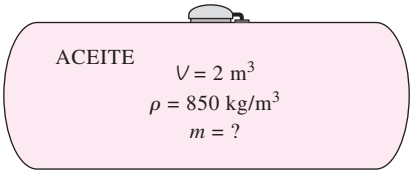


FIGURA 1-12
Esquema para el ejemplo 1-2.

Es evidente que se puede eliminar m^3 y finalizar con kg al multiplicar estas dos cantidades. Por lo tanto, la fórmula que se busca debe ser

$$m = \rho V$$

Así,

$$m = (850\ \text{kg/m}^3)(2\ \text{m}^3) = \mathbf{1\ 700\ kg}$$

Explicación Observe que existe la posibilidad de que este enfoque no funcione para fórmulas más complejas.

Es importante recordar que una fórmula que no es dimensionalmente homogénea es definitivamente errónea, pero una fórmula con homogeneidad dimensional no necesariamente es correcta.

Relaciones de conversión de unidades

Así como es posible formar dimensiones no primarias mediante combinaciones adecuadas de dimensiones primarias, *todas las unidades no primarias (**unidades secundarias**) se forman a través de combinaciones de unidades primarias*. Las unidades de fuerza, por ejemplo, es posible expresarlas como

$$\text{N} = \text{kg}\,\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{y} \quad \text{lbf} = 32.174\ \text{lbm}\,\frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

Asimismo, se pueden expresar de modo más conveniente como **relaciones de conversión de unidades** como

$$\frac{\text{N}}{\text{kg}\cdot\text{m/s}^2} = 1 \quad \text{y} \quad \frac{\text{lbf}}{32.174\ \text{lbm}\cdot\text{ft/s}^2} = 1$$

Las relaciones de conversión de unidades son iguales a 1 y no tienen unidades, por lo tanto, tales relaciones (o sus inversos) se pueden insertar de forma conveniente en cualquier cálculo para convertir unidades de manera adecuada. Se recomienda a los estudiantes que siempre usen relaciones de conversión de unidades. Algunos libros incluyen en las ecuaciones la constante gravitacional arcaica g_c definida como $g_c = 32.174\ \text{lbm} \cdot \text{ft/lbf} \cdot \text{s}^2 = \text{kg} \cdot \text{m/N} \cdot \text{s}^2 = 1$ con la finalidad de que concuerden las unidades de fuerza. Esta práctica produce una confusión innecesaria y los autores de este libro consideran que no es aconsejable. En cambio, se recomienda que los estudiantes usen relaciones de conversión de unidades.

EJEMPLO 1-3 El peso de una libra-masa

Por medio de las relaciones de conversión de unidades, muestre que 1.00 lbm pesa 1.00 lbf en la Tierra (Fig. 1-13).

Solución Una masa de 1.00 lbm se somete a la gravedad terrestre estándar. Se determinará su peso en lbf.
Suposiciones Se consideran condiciones estándar al nivel del mar.
Propiedades La constante gravitacional es $g = 32.174\ \text{ft/s}^2$.

FIGURA 1-13
En la Tierra, una masa de 1 lbm pesa 1 lbf.

FIGURA 1-14
Una peculiaridad del sistema métrico de unidades.

Análisis Se aplica la segunda ley de Newton para calcular el peso (fuerza) que corresponde a la masa y aceleración conocidas. El peso de cualquier objeto es igual a su masa multiplicada por el valor local de la aceleración debida a la gravedad. Así,

$$W = mg = (1.00\ \text{lbm})(32.174\ \text{ft/s}^2)\left(\frac{1\ \text{lbf}}{32.174\ \text{lbm}\cdot\text{ft/s}^2}\right) = \mathbf{1.00\ lbf}$$

Explicación La masa es la misma sin importar su ubicación. Sin embargo, en algún otro planeta cuyo valor de la aceleración gravitacional es diferente, el peso de 1 lbm diferiría del valor calculado aquí.

Cuando se compra una caja de cereal en la impresión se lee "Peso neto: una libra (454 gramos)" (véase la figura 1-14). En términos técnicos, esto significa que el cereal dentro de la caja pesa 1.00 lbf en la Tierra y tiene una *masa* de 453.6 g (0.4536 kg). Usando la segunda ley de Newton, el peso real del cereal en el sistema métrico es

$$W = mg = (453.6\ \text{g})(9.81\ \text{m/s}^2)\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kg}}{1\,000\ \text{g}}\right) = 4.45\ \text{N}$$

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 3, EN EL DVD.

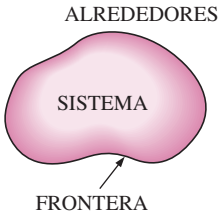


FIGURA 1-15
Sistema, alrededores y frontera.

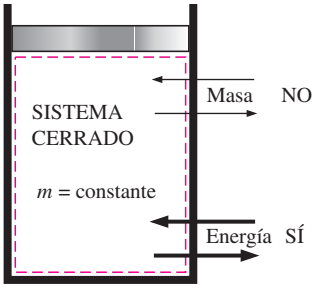


FIGURA 1-16
La masa no puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado, pero la energía sí.

1-3 ▪ SISTEMAS Y VOLÚMENES DE CONTROL

Un sistema se define como una *cantidad de materia o una región en el espacio elegido para análisis*. La masa o región fuera del sistema se conoce como **alrededores**. La superficie real o imaginaria que separa al sistema de sus alrededores se llama **frontera**. Estos términos se ilustran en la figura 1-15. La frontera de un sistema puede ser *fija* o *móvil*. Note que la frontera es la superficie de contacto que comparten sistema y alrededores. En términos matemáticos, la frontera tiene espesor cero y, por lo tanto, no puede contener ninguna masa ni ocupar un volumen en el espacio.

Los sistemas se pueden considerar *cerrados* o *abiertos*, dependiendo de si se elige para estudio una masa fija o un volumen fijo en el espacio. Un **sistema cerrado** (conocido también como una **masa de control**) consta de una cantidad fija de masa y ninguna otra puede cruzar su frontera. Es decir, ninguna masa puede entrar o salir de un sistema cerrado, como se ilustra en la figura 1-16. Pero la energía, en forma de calor o trabajo puede cruzar la frontera; y el volumen de un sistema cerrado no tiene que ser fijo. Si, como caso especial, incluso se prohíbe que la energía cruce la frontera, entonces se trata de un **sistema aislado**.

Considere el dispositivo de cilindro-émbolo mostrado en la figura 1-17. Suponga que se desea saber qué pasa con el gas encerrado cuando se calienta. Puesto que el interés se centra en el gas, éste es el sistema. Las superficies internas del émbolo y el cilindro forman la frontera, y como ninguna masa la cruza, se trata de un sistema cerrado. Observe que la energía puede cruzar la frontera y parte de la frontera (la superficie interna del émbolo, en este caso) se puede mover. Todo lo que se halla fuera del gas, incluso el émbolo y el cilindro, son los alrededores.

Un **sistema abierto**, o a **volumen de control**, como suele llamarse, es una región elegida apropiadamente en el espacio. Generalmente encierra un dispositivo que tiene que ver con flujo másico, como un compresor, turbina o tobera. El flujo por estos dispositivos se estudia mejor si se selecciona la región dentro del dispositivo como el volumen de control.

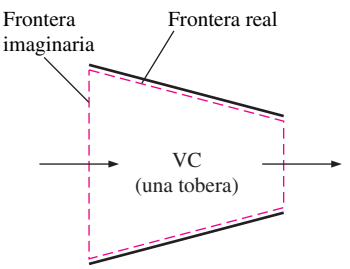
Tanto la masa como la energía pueden cruzar la frontera de un volumen de control.

Un gran número de problemas de ingeniería tiene que ver con flujo de masa dentro y fuera de un sistema y, por lo tanto, se modelan como *volúmenes de control*. Un calentador de agua, un radiador de automóvil, una turbina y un compresor se relacionan con el flujo de masa y se deben analizar como volúmenes de control (sistemas abiertos) en lugar de como masas de control (sistemas cerrados). En general, *cualquier región arbitraria en el espacio* se puede seleccionar como volumen de control; no hay reglas concretas para esta selección, pero una que sea apropiada hace más fácil el análisis. Por ejemplo, si se necesitara analizar el flujo de aire por una tobera, una buena elección para el volumen de control sería la región dentro de la tobera.

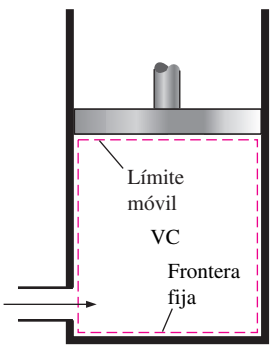
Las fronteras de un volumen de control se conocen como *superficie de control*, y pueden ser reales o imaginarias. En el caso de una tobera, la superficie interna de ésta constituye la parte real de la frontera, mientras que las áreas de entrada y salida forman la parte imaginaria, puesto que allí no hay superficies físicas (Fig. 1-18*a*).

Un volumen de control puede ser fijo en tamaño y forma, como en el caso de una tobera, o bien podría implicar una frontera móvil, como se ilustra en la figura 1-18*b*. Sin embargo, la mayor parte de los volúmenes de control tienen fronteras fijas y, por lo tanto, no requieren fronteras móviles. Al igual que en un sistema cerrado, en un volumen de control también puede haber interacciones de calor y trabajo, además de interacción de masa.

Considere el calentador de agua mostrado en la figura 1-19 como ejemplo de un sistema abierto y suponga que se quiere determinar cuánto calor debe transferirse al agua dentro del recipiente con la finalidad de proveer una corriente estable de agua caliente. Puesto que el agua caliente saldrá del recipiente y será reemplazada por agua fría, no es conveniente elegir una masa fija como sistema para el análisis. En cambio, se centra la atención en el volumen que se forma por las superficies interiores del recipiente y se considera a las corrientes de agua caliente y fría como la masa que sale y entra al volumen de control. En este caso, las paredes interiores del recipiente forman la superficie de control la cual es cruzada en dos lugares por la masa.



a) Un volumen de control con fronteras real e imaginaria



b) Un volumen de control con fronteras fija y móvil

FIGURA 1-18

Un volumen de control puede tener fronteras fijas, móviles, reales o imaginarias.

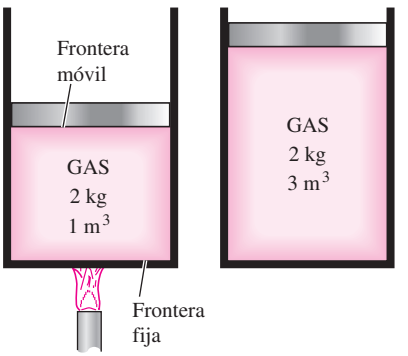


FIGURA 1-17

Un sistema cerrado con una frontera móvil.

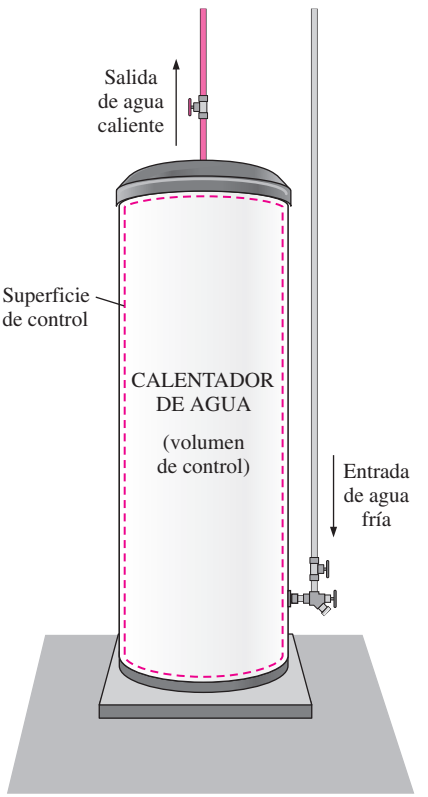


FIGURA 1-19

Un sistema abierto (o volumen de control) con una entrada y una salida.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 4, EN EL DVD.

En un análisis de ingeniería, el sistema bajo estudio se *debe* definir con cuidado. En la mayor parte de los casos, el sistema analizado es bastante simple y obvio, y definirlo podría parecer una tarea tediosa e innecesaria. Sin embargo, en otros casos el sistema bajo análisis podría ser bastante complejo, de modo que su apropiada elección puede simplificar en gran medida el análisis.

1-4 ▪ PROPIEDADES DE UN SISTEMA

Cualquier característica de un sistema se llama **propiedad**. Algunas propiedades muy familiares son presión P, temperatura T, volumen V y masa m. La lista se puede ampliar para incluir propiedades menos familiares como viscosidad, conductividad térmica, módulo de elasticidad, coeficiente de expansión térmica, resistividad eléctrica e incluso velocidad y elevación.

Se considera que las propiedades son *intensivas* o *extensivas*. Las **propiedades intensivas** son aquellas independientes de la masa de un sistema, como temperatura, presión y densidad. Las **propiedades extensivas** son aquellas cuyos valores dependen del tamaño o extensión del sistema. La masa total, volumen total y cantidad de movimiento total son algunos ejemplos de propiedades extensivas. Una forma fácil de determinar si una propiedad es intensiva o extensiva es dividir el sistema en dos partes iguales mediante una partición imaginaria, como se ilustra en la figura 1-20, cada parte tendrá el mismo valor de propiedades intensivas que el sistema original, pero la mitad del valor de las propiedades extensivas.

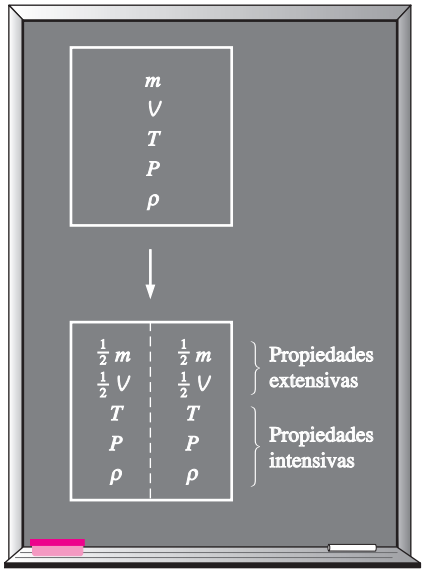


FIGURA 1-20
Criterio para diferenciar propiedades intensivas y extensivas.

Comúnmente, las letras mayúsculas se usan para denotar propiedades extensivas (con la importante excepción de la masa m) y las minúsculas para las intensivas (con las excepciones obvias de la presión P y la temperatura T).

Las propiedades extensivas por unidad de masa se llaman **propiedades específicas**. Algunos ejemplos de éstas son el volumen específico ($v = V/m$) y la energía total específica ($e = E/m$).

Continuo

La materia está constituida por átomos que están igualmente espaciados en la fase gas. Sin embargo, es muy conveniente no tomar en cuenta la naturaleza atómica de una sustancia y considerarla como materia continua, homogénea y sin ningún hueco, es decir, un **continuo**. La idealización de continuo permite tratar a las propiedades como funciones puntuales y suponer que varían en forma continua en el espacio sin saltos discontinuos. Esta idealización es válida siempre y cuando el tamaño del sistema analizado sea grande en relación con el espacio entre moléculas. Éste es el caso en casi todos los problemas a excepción de algunos especializados. La idealización del continuo está implícita en muchos enunciados, como "la densidad del agua en un vaso es la misma en cualquier punto".

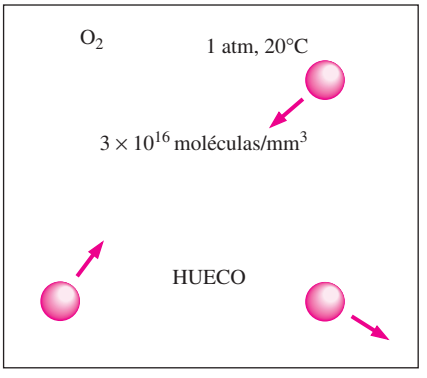


FIGURA 1-21
A pesar de los grandes espacios entre moléculas, una sustancia puede ser tratada como un continuo, como resultado de la gran cantidad de moléculas, incluso en un volumen extremadamente pequeño.

Para tener una idea de la distancia que hay a nivel molecular, considere un recipiente lleno de oxígeno en condiciones atmosféricas. El diámetro de la molécula de oxígeno es de alrededor de 3×10^{-10} m y su masa es de 5.3×10^{-26} kg. Asimismo, la *trayectoria libre media* del oxígeno a una presión de 1 atm y 20°C es 6.3×10^{-8} m. Es decir, una molécula de oxígeno viaja, en promedio, una distancia de 6.3×10^{-8} m (unas 200 veces su diámetro) antes de chocar con otra molécula.

También, hay cerca de 3×10^{16} moléculas de oxígeno en el pequeño volumen de 1 mm^3 atm de presión y 20°C (Fig. 1-21). El modelo del continuo es aplicable siempre y cuando la longitud característica del sistema (por ejem-

plo, su diámetro) sea mucho más grande que la trayectoria libre media de las moléculas. En vacíos muy grandes o elevaciones muy altas, la trayectoria libre media podría volverse grande (por ejemplo, su valor es de alrededor de 0.1 m para aire atmosférico a una elevación de 100 km). En esos casos se debe usar la **teoría del flujo de gas enrarecido** y se debe considerar el impacto de cada una de las moléculas. En este libro sólo se consideran sustancias que es posible modelar como un continuo.

1-5 ▪ DENSIDAD Y DENSIDAD RELATIVA

La **densidad** se define como la *masa por unidad de volumen* (Fig. 1-22).

Densidad:
$$\rho = \frac{m}{V} \qquad (\text{kg/m}^3) \tag{1-4}$$

El recíproco de la densidad es el **volumen específico** v, que se define como el *volumen por unidad de masa*. Es decir,

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \tag{1-5}$$

Para un elemento de volumen diferencial de masa δm y volumen δV, la densidad se puede expresar como $\rho = \delta m/\delta V$.

En general, la densidad de una sustancia depende de la temperatura y la presión. La densidad de la mayor parte de los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura. Por otro lado, los líquidos y sólidos son en esencia sustancias no compresibles y la variación de su densidad con la presión es por lo regular insignificante. A 20°C, por ejemplo, la densidad del agua cambia de 998 kg/m^3 a 1 atm, a 1 003 kg/m^3 a 100 atm, un cambio de sólo 0.5 por ciento. La densidad de líquidos y sólidos depende más de la temperatura que de la presión. A 1 atm, por ejemplo, la densidad del agua cambia de 998 kg/m^3 a 20°C a 975 kg/m^3 a 75°C, esto significa un cambio de 2.3 por ciento, lo cual puede ignorarse en muchos análisis de ingeniería.

Algunas veces la densidad de una sustancia se da como relativa a la densidad de una sustancia bien conocida. Entonces, se llama **gravedad específica**, o **densidad relativa**, y se define como el *cociente de la densidad de una sustancia entre la densidad de alguna sustancia estándar a una temperatura especificada* (normalmente agua a 4°C, para la que $\rho_{H_2O} = 1\,000$ kg/m^3). Es decir,

Densidad relativa:
$$\text{SG} = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} \tag{1-6}$$

Observe que la densidad relativa de una sustancia es una cantidad adimensional. Sin embargo, en unidades SI, el valor numérico de la densidad relativa de una sustancia es exactamente igual a su densidad en g/cm^3 o kg/L (o bien, 0.001 veces la densidad en kg/m^3) puesto que la densidad del agua a 4°C es 1 g/cm^3 = 1 kg/L = 1 000 kg/m^3. La densidad relativa del mercurio a 0°C, por ejemplo, es 13.6. Por lo tanto, su densidad a 0°C es 13.6 g/cm^3 = 13.6 kg/L = 13 600 kg/m^3. En la tabla 1-3 se dan las densidades relativas de algunas sustancias a 0°C; observe que las sustancias con densidades relativas menores a 1 son más ligeras que el agua y, por lo tanto, flotarían en ésta.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 5, EN EL DVD.

EXPERIMENTO

Use datos reales del experimento mostrado aquí para obtener la **densidad** del agua en las proximidades de 4°C. Véase el problema 1-129 al final del capítulo.

© *Ronald Mullisen*

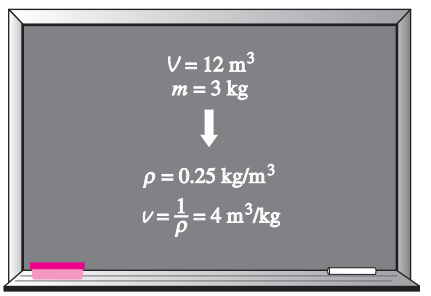


FIGURA 1-22

La densidad es la masa por unidad de volumen; el volumen específico es el volumen por unidad de masa.

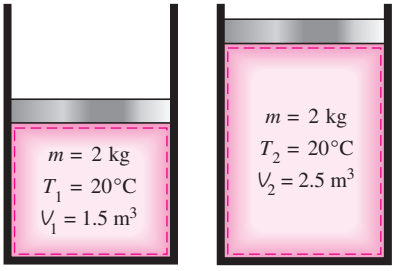
TABLA 1-3

Densidades relativas de algunas sustancias a 0°C

Sustancia	DR
Agua	1.0
Sangre	1.05
Agua de mar	1.025
Gasolina	0.7
Alcohol etílico	0.79
Mercurio	13.6
Madera	0.3-0.9
Oro	19.2
Huesos	1.7-2.0
Hielo	0.92
Aire (a 1 atm)	0.0013

TUTORIAL INTERACTIVO

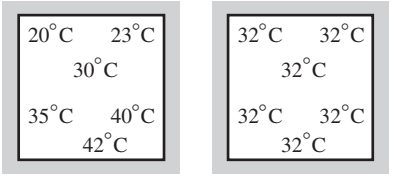
VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 6, EN EL DVD.



a) Estado 1 *b*) Estado 2

FIGURA 1-23

Un sistema en dos estados diferentes.



a) Antes *b*) Después

FIGURA 1-24

Un sistema cerrado que alcanza el equilibrio térmico.

El peso de un volumen unitario de una sustancia se llama **peso específico** y se expresa como

$$\textit{Peso específico:} \qquad \gamma_s = \rho g \qquad (\mathrm{N/m^3}) \qquad \textbf{(1-7)}$$

donde g es la aceleración gravitacional.

Las densidades de líquidos son en esencia constantes y, por consiguiente, se pueden aproximar como sustancias no compresibles durante la mayor parte de los procesos sin sacrificar mucho en precisión.

1-6 ▪ ESTADO Y EQUILIBRIO

Considere un sistema que no experimenta ningún cambio: en estas circunstancias, todas las propiedades se pueden medir o calcular en el sistema, lo cual da un conjunto de propiedades que describe por completo la condición, o el **estado**, del sistema. En un estado específico, todas las propiedades de un sistema tienen valores fijos, e incluso si cambia el valor de una propiedad, el estado cambia a otro diferente. En la figura 1-23 se muestra un sistema en dos estados diferentes.

La termodinámica trata con estados de *equilibrio*. Esta última palabra define un estado de balance. En un estado de equilibrio no hay potenciales desbalanceados (o fuerzas impulsoras) dentro del sistema, y éste no experimenta cambios cuando es aislado de sus alrededores.

Hay muchos tipos de equilibrio, y un sistema no está en equilibrio termodinámico a menos que se satisfagan las condiciones de todos los tipos necesarios de equilibrio. Por ejemplo, un sistema está en **equilibrio térmico** si tiene la misma temperatura en todo él, como se muestra en la figura 1-24. Es decir, el sistema no implica diferencial de temperatura, que es la fuerza impulsora para el flujo de calor. El **equilibrio mecánico** se relaciona con la presión, y un sistema lo posee si con el tiempo no hay cambio de presión en alguno de sus puntos. Sin embargo, al interior del sistema la presión puede variar con la elevación como resultado de efectos gravitacionales. Por ejemplo, la mayor presión en una capa inferior se equilibra mediante el peso extra que debe llevar y, por lo tanto, no hay desbalance de fuerzas. La variación de la presión como resultado de la gravedad en la mayor parte de los sistemas termodinámicos es relativamente pequeña y generalmente se ignora. Si en un sistema hay dos fases, se encuentra en la **fase de equilibrio** cuando la masa de cada fase alcanza un nivel de equilibrio y permanece allí. Por último, un sistema está en **equilibrio térmico** si su composición química no cambia con el tiempo, es decir, si no ocurren reacciones químicas. Un sistema no estará en equilibrio a menos que se satisfagan los criterios de equilibrio necesarios.

Postulado de estado

Como se mencionó, el estado de un sistema se describe mediante sus propiedades, pero se sabe por experiencia que no es necesario especificarlas todas con la finalidad de fijarlo. Una vez especificadas suficientes propiedades, el resto asume automáticamente ciertos valores; es decir, especificar cierto número de propiedades es suficiente para fijar un estado. El número de propiedades requeridas para fijar el estado de un sistema se determina mediante el **postulado de estado**:

> El estado de un sistema compresible simple se especifica por completo mediante dos propiedades intensivas independientes.

Se trata de un **sistema compresible simple** cuando carece de efectos eléctricos, magnéticos, gravitacionales, de movimiento y tensión superficial. Estos efectos se deben a campos de fuerza externos y son insignificantes para la mayor parte de los problemas de ingeniería, porque de lo contrario sería necesario especificar una propiedad adicional para cada efecto importante. Si se van a considerar los efectos gravitacionales, por ejemplo, se requiere especificar la elevación z además de las dos propiedades necesarias para fijar el estado.

El postulado de estado requiere que las dos propiedades especificadas sean independientes para fijar el estado; y son **independientes** si una de ellas puede variar mientras la otra se mantiene constante. Por ejemplo, la temperatura y el volumen específicos son siempre propiedades independientes, y juntas fijan el estado de un sistema compresible simple (Fig. 1-25). Sin embargo, la temperatura y la presión son propiedades independientes para sistemas de una sola fase, pero son propiedades dependientes para sistemas multifase. A nivel del mar ($P = 1$ atm), el agua hierve a 100°C, pero en la cima de una montaña donde la presión es menor, el agua hierve a una temperatura más baja. Es decir, $T = f(P)$ durante un proceso de cambio de fase; así, la temperatura y la presión no son suficientes para fijar el estado de un sistema de dos fases. Los procesos de cambio de fase se analizan con detalle en el capítulo 3.

FIGURA 1-25
El estado del nitrógeno se fija mediante dos propiedades intensivas independientes.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 7, EN EL DVD.

1-7 ▪ PROCESOS Y CICLOS

Cualquier cambio de un estado de equilibrio a otro experimentado por un sistema es un **proceso**, y la serie de estados por los que pasa un sistema durante este proceso es una **trayectoria** del proceso (Fig. 1-26). Para describir completamente un proceso se deben especificar sus estados inicial y final, así como la trayectoria que sigue y las interacciones con los alrededores.

Cuando un proceso se desarrolla de tal manera que todo el tiempo el sistema permanece infinitesimalmente cerca de un estado de equilibrio, estamos ante un **proceso cuasiestático**, o de **cuasiequilibrio**. Un proceso de este tipo puede considerarse lo suficientemente lento como para permitirle al sistema ajustarse internamente de modo que las propiedades de una de sus partes no cambien más rápido que las de otras.

Esto se ilustra en la figura 1-27. Cuando un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime de forma repentina, las moléculas cercanas a la superficie del émbolo no tendrán suficiente tiempo para escapar y se concentrarán en una pequeña región frontal del émbolo, de modo que ahí se creará una región de alta presión. Como resultado de esta diferencia de presión, ya no se puede decir que el sistema está en equilibrio, lo cual hace que todo el proceso no sea de cuasiequilibrio. Sin embargo, si el émbolo se mueve lentamente, las moléculas tendrán tiempo suficiente para redistribuirse y no habrá concentración de moléculas al frente del émbolo. Como resultado, la presión dentro del cilindro siempre será uniforme y aumentará con la misma rapidez en todos los lugares. Puesto que el equilibrio se mantiene todo el tiempo, se trata de un proceso de cuasiequilibrio.

Se debe señalar que un proceso de cuasiequilibrio es un caso idealizado y no corresponde a una representación auténtica de un proceso real. No obstante, muchos procesos reales se aproximan bastante y es posible modelarlos como de cuasiequilibrio con un margen de error insignificante. Los ingenieros se interesan en este tipo de procesos por dos razones: primera, son fáciles de

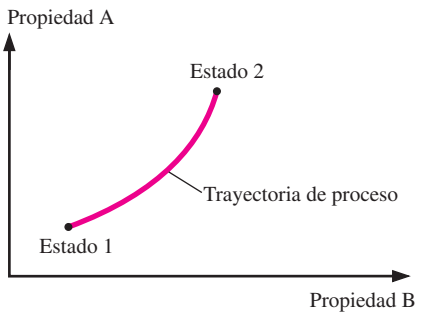
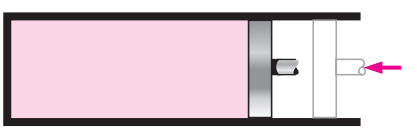
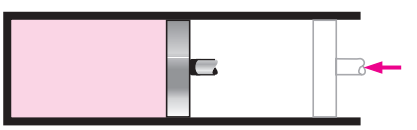


FIGURA 1-26
Un proceso entre los estados 1 y 2 y la trayectoria del proceso.



a) Compresión lenta (cuasiequilibrio)



b) Compresión muy rápida (no cuasiequilibrio)

FIGURA 1-27
Procesos de compresión con y sin cuasiequilibrio.

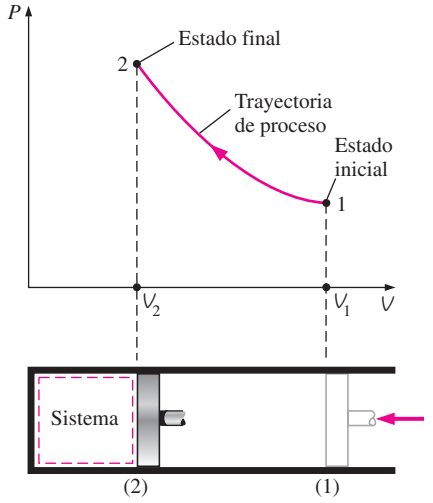


FIGURA 1-28

Diagrama *P*-*V* de un proceso de compresión.

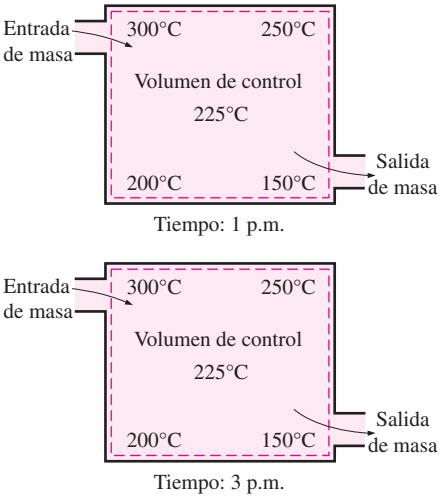


FIGURA 1-29

Durante un proceso de flujo estable, las propiedades del fluido dentro del volumen de control podrían cambiar con la posición pero no con el tiempo.

analizar, y segunda, los dispositivos que producen trabajo tienen un mejor desempeño cuando operan con procesos de cuasiequilibrio. Por lo tanto, sirven como estándares con los que se puede comparar a los reales.

Los diagramas de proceso trazados mediante el empleo de propiedades termodinámicas en forma de coordenadas son muy útiles para tener una representación visual del proceso. Algunas propiedades comunes usadas como coordenadas son temperatura T, presión P y volumen V (o volumen específico v). En la figura 1-28 se muestra el diagrama P-V de un proceso de compresión de un gas.

Observe que la trayectoria del proceso indica una serie de estados de equilibrio por los que pasa el sistema durante un proceso, y que únicamente tiene importancia para procesos de cuasiequilibrio, para otros procesos no es posible caracterizar el sistema completo mediante un solo estado, por lo que carece de sentido hablar de una trayectoria del proceso para un sistema como un todo. Un proceso sin cuasiequilibrio se denota con una línea discontinua entre los estados inicial y final en lugar de una línea continua.

El prefijo *iso-* se usa con frecuencia para designar un proceso en el que una propiedad particular permanece constante. Por ejemplo, un **proceso isotérmico**, es aquel durante el cual la temperatura T permanece constante; un **proceso isobárico** es en el que la presión P se mantiene constante, y un **proceso isocórico** (o **isométrico**) es aquel donde el volumen específico v permanece constante.

Se dice que un sistema ha experimentado un **ciclo** si regresa a su estado inicial al final del proceso, es decir, para un ciclo los estados inicial y final son idénticos.

Proceso de flujo estable

Los términos *estable* y *uniforme* se usan con frecuencia en ingeniería, y es importante comprender claramente sus significados. *Estable* significa que *no hay cambio con el tiempo* y su contrario es *inestable* o *transitorio.* Sin embargo, *uniforme* significa *ningún cambio con la ubicación* en una región específica. Estos significados son congruentes con su uso cotidiano (novia estable, propiedades uniformes, etcétera).

En ingeniería, un gran número de dispositivos operan por largos periodos bajo las mismas condiciones y se clasifican como *dispositivos de flujo estable*. Los procesos en los que se utilizan tales dispositivos se pueden representar razonablemente bien mediante un proceso un poco idealizado, llamado **proceso de flujo estable**, que es posible definir como un *proceso durante el cual un fluido fluye de forma estable por un volumen de control* (Fig. 1-29). Es decir, las propiedades del fluido pueden cambiar de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en algún punto fijo permanecen sin cambio durante todo el proceso. Por lo tanto, el volumen V, la masa m y el contenido total de energía E del volumen de control permanecen constantes durante un proceso de flujo estable (Fig. 1-30).

Es posible aproximarse a las condiciones de flujo estable mediante dispositivos diseñados para operar constantemente, como turbinas, bombas, calderas, condensadores, intercambiadores de calor, plantas de energía o sistemas de refrigeración. Algunos dispositivos cíclicos, como máquinas o compresores reciprocantes, no satisfacen ninguna de las condiciones antes mencionadas puesto que el flujo en las entradas y salidas será pulsante e inestable. Sin embargo, las propiedades del fluido varían con el tiempo de una manera periódica y el flujo en estos dispositivos aún se puede analizar como un proceso de

flujo estable mediante valores promediados respecto al tiempo para las propiedades.

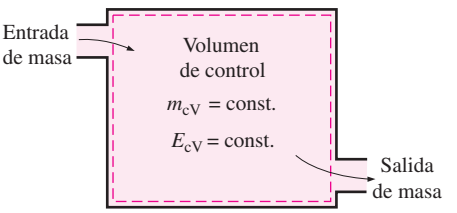


FIGURA 1-30
En condiciones de flujo estable, el contenido de masa y energía de un volumen de control permanece constante.

1-8 ▪ TEMPERATURA Y LEY CERO DE LA TERMODINÁMICA

Aun cuando estamos familiarizados con la temperatura como una medida del "calor" y el "frío", no es fácil ofrecer una definición exacta de este concepto. Con base en nuestras sensaciones fisiológicas, se expresa el nivel de temperatura de modo cualitativo con palabras como *frío congelante, frío, tibio, caliente* y *al rojo vivo*; sin embargo, no es posible asignar valores numéricos a temperaturas basándose únicamente en las sensaciones. Además, en ocasiones los sentidos engañan. Una silla metálica, por ejemplo, se sentirá mucho más fría que una silla de madera aun cuando ambas estén a la misma temperatura.

Por fortuna, varias propiedades de los materiales cambian con la temperatura de una manera *repetible* y *predecible*, y esto establece una base para la medición precisa de la temperatura. Por ejemplo, el termómetro de mercurio utilizado comúnmente se rige por la expansión del mercurio con la temperatura. Ésta se mide también por medio de otras propiedades dependientes de ella.

Una experiencia común es que una taza de café caliente colocada sobre una mesa se enfríe con el tiempo, y que una bebida fría se entibie en algún momento. Cuando un cuerpo se pone en contacto con otro que está a una temperatura diferente, el calor se transfiere del que está caliente al frío hasta que ambos alcanzan la misma temperatura (Fig. 1-31). En ese punto se detiene la transferencia de calor y se dice que los dos cuerpos han alcanzado el **equilibrio térmico**. Para el cual el único requerimiento es la igualdad de temperatura.

La **ley cero de la termodinámica** establece que si dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico con un tercero, están en equilibrio térmico entre sí. Podría parecer tonto que un hecho tan obvio se conozca como una de las leyes básicas de la termodinámica; sin embargo, no es posible concluir esta ley de las otras leyes de la termodinámica, además de que sirve como base para la validez de la medición de la temperatura. Si el tercer cuerpo se sustituye por un termómetro, la ley cero se puede volver a expresar como *dos cuerpos están en equilibrio térmico si ambos tienen la misma lectura de temperatura incluso si no están en contacto*.

R. H. Fowler fue el primero que formuló y nombró la ley cero en 1931. Como indica el nombre, su valor como principio físico fundamental se reconoció más de medio siglo después de la formulación de la primera y segunda leyes de la termodinámica y se llamó ley cero puesto que debía preceder a éstas.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 8 EN EL DVD.

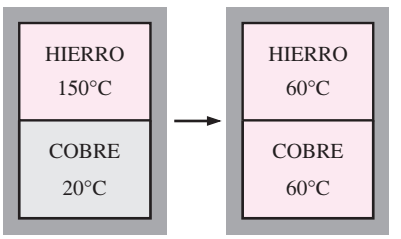


FIGURA 1-31
Dos cuerpos que alcanzan el equilibrio térmico después de ser puestos en contacto dentro de un recinto aislado.

Escalas de temperatura

Estas escalas permiten usar una base común para las mediciones de temperatura. A través de la historia se han introducido varias y todas se basan en ciertos estados fácilmente reproducibles como los puntos de congelamiento y ebullición del agua, llamados también *punto de hielo* y *punto de vapor*, respectivamente. Una mezcla de hielo y agua que está en equilibrio con aire saturado con vapor a 1 atm de presión está en el punto de hielo, mientras que

una mezcla de agua líquida y vapor de agua (sin aire) en equilibrio a 1 atm de presión se encuentra en el punto de vapor.

Las escalas de temperatura usadas actualmente en el SI y en el sistema inglés son la **escala Celsius** (antes llamada *escala centígrada*; en 1948 se le cambió el nombre en honor de quien la diseñó, el astrónomo sueco A. Celsius, 1702-1744) y la **escala Fahrenheit** (en honor al fabricante de instrumentos alemán G. Fahrenheit, 1686-1736), respectivamente. En la primera a los puntos de hielo y de vapor se les asignaron originalmente los valores de 0 y 100°C, respectivamente. Los valores correspondientes en la segunda son 32 y 212°F. Ambas se conocen comúnmente como *escalas de dos puntos* dado que los valores de temperatura se asignan en dos puntos distintos.

En termodinámica es muy conveniente tener una escala de temperatura independiente de las propiedades de cualquier sustancia o sustancias. Tal escala es la **escala de temperatura termodinámica**, desarrollada posteriormente junto con la segunda ley de la termodinámica. La escala de temperatura termodinámica en el SI es la **escala Kelvin**, llamada así en honor a Lord Kelvin (1824-1907), cuya unidad de temperatura es el **kelvin**, designado por K (no °K; el símbolo de grado se eliminó de forma oficial del kelvin en 1967). La temperatura mínima en esta escala es el cero absoluto, o 0 K. Se deduce entonces que sólo se requiere asignar un punto de referencia diferente a cero para establecer la pendiente de esta escala lineal. Por medio de técnicas de refrigeración poco comunes los científicos se han aproximado al cero absoluto kelvin (en 1989 lograron alcanzar 0.000000002 K).

La escala de temperatura termodinámica en el sistema inglés es la **escala Rankine**, nombrada en honor a William Rankine (1820-1872), cuya unidad de temperatura es el **rankine**, el cual se designa mediante R.

Otra escala de temperatura que resulta ser casi idéntica a la Kelvin es la **escala de temperatura del gas ideal**, ya que en ésta las temperaturas se miden por medio de un **termómetro de gas a volumen constante**, el cual es básicamente un recipiente rígido lleno de gas a baja presión, generalmente hidrógeno o helio. Este termómetro funciona bajo el principio de que *a bajas presiones, la temperatura de un gas es proporcional a su presión a volumen constante*. Es decir, a presiones suficientemente bajas la temperatura de un gas de volumen fijo varía *de forma lineal* con la presión. Entonces la relación entre la temperatura y la presión del gas en el recipiente se expresa como

$$T = a + bP \qquad \textbf{(1-8)}$$

donde los valores de las constantes a y b para un termómetro de gas se determinan de forma experimental. Una vez conocidas a y b a temperatura de un medio se calcula a partir de esta relación al sumergir dentro del medio el recipiente rígido del termómetro de gas y medir la presión del gas cuando se establece el equilibrio térmico entre el medio y el gas del recipiente cuyo volumen se mantiene constante.

Es posible obtener una escala de temperatura de gas ideal si se miden las presiones de éste dentro del recipiente en dos puntos reproducibles (como los puntos de hielo y de vapor) y asignar valores adecuados a las temperaturas en estos dos puntos. Considerando que sólo una recta pasa por dos puntos fijos en un plano, estas dos mediciones son suficientes para determinar las constantes a y b en la ecuación 1-8. Entonces la temperatura desconocida T de un medio que corresponde a una lectura de presión P se determina de esa ecuación mediante un cálculo simple. Los

valores de las constantes serán diferentes para cada termómetro, dependiendo del tipo y la cantidad de gas en el recipiente y los valores de temperatura asignados en los dos puntos de referencia. Si a los puntos de hielo y de vapor se les asigna el valor 0°C y 100°C respectivamente, entonces la escala de temperatura del gas coincidirá con la escala Celsius. En este caso el valor de la constante a (que corresponde a una presión absoluta de cero) se determina como −273.15°C sin importar el tipo y la cantidad de gas en el recipiente del termómetro. Es decir, en un diagrama P-T todas las rectas que pasan por los puntos de datos en este caso cruzan el eje de temperatura en −273.15°C cuando se extrapolan, como se ilustra en la figura 1-32. Ésta es la temperatura más baja que se puede obtener mediante un termómetro de gas, por lo que se puede obtener una *escala absoluta de temperatura de gas* al asignar un valor de cero a la constante a en la ecuación 1-8. En ese caso, la ecuación 1-8 se reduce a $T = bP$, por lo tanto, se requiere especificar la temperatura en sólo *un* punto para definir una escala de temperatura de gas absoluta.

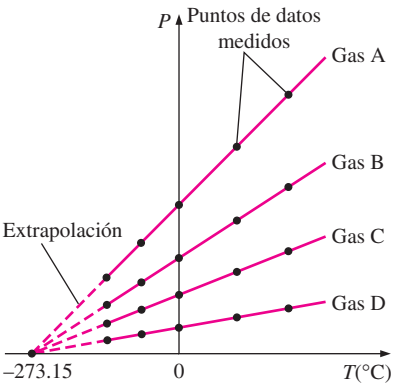


FIGURA 1-32
Gráficas P en función de T de los datos experimentales de un termómetro de gas de volumen constante con cuatro gases distintos a diferentes presiones (bajas).

Observe que la escala absoluta de temperatura de gas no es una escala de temperatura termodinámica, puesto que no se puede usar a muy bajas temperaturas (debido a la condensación) ni tampoco a muy altas (debido a la disociación e ionización). Sin embargo, la temperatura de gas absoluta es idéntica a la temperatura termodinámica en el intervalo en el que es posible usar el termómetro de gas, con lo cual en este punto se puede considerar a la escala de temperatura termodinámica como una escala de temperatura de gas absoluta que utiliza un gas "ideal" o "imaginario" que siempre actúa como un gas de baja presión sin importar la temperatura. Si existiera tal termómetro de gas, marcaría cero kelvin a la presión cero absoluta, que corresponde a −273.15°C en la escala Celsius (Fig. 1-33).

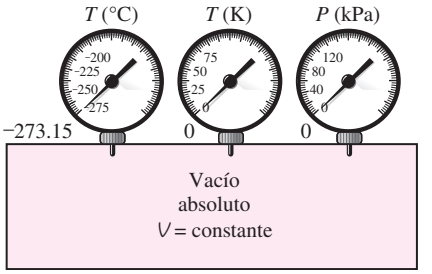


FIGURA 1-33
Un termómetro de gas de volumen constante marcaría −273.15°C a presión absoluta cero.

La escala Kelvin se relaciona con la Celsius mediante

$$T(\mathrm{K}) = T(^\circ\mathrm{C}) + 273.15 \qquad \textbf{(1-9)}$$

La escala Rankine se relaciona con la Fahrenheit mediante

$$T(\mathrm{R}) = T(^\circ\mathrm{F}) + 459.67 \qquad \textbf{(1-10)}$$

Es una práctica común redondear la constante en la ecuación 1-9 a 273 y la de la ecuación 1-10 a 460.

Las escalas de temperatura en los dos sistemas de unidades se relacionan mediante

$$T(\mathrm{R}) = 1.8T(\mathrm{K}) \qquad \textbf{(1-11)}$$

$$T(^\circ\mathrm{F}) = 1.8T(^\circ\mathrm{C}) + 32 \qquad \textbf{(1-12)}$$

En la figura 1-34 se muestra una comparación de varias escalas de temperatura.

La temperatura de referencia elegida en la escala Kelvin original fue 273.15 K (o 0°C), que es la temperatura a la que se congela el agua (o se funde el hielo), sustancia que existe como una mezcla sólida-líquida en equilibrio a presión atmosférica estándar (el *punto de hielo*). En la Décima Conferencia General de Pesos y Medidas de 1954, el punto de referencia se cambió a un punto reproducible con mucha mayor precisión, el *punto triple* del agua (el estado en el cual coexisten en equilibrio las tres fases del agua), al cual se le asigna el valor de 273.16 K. La escala Celsius también se

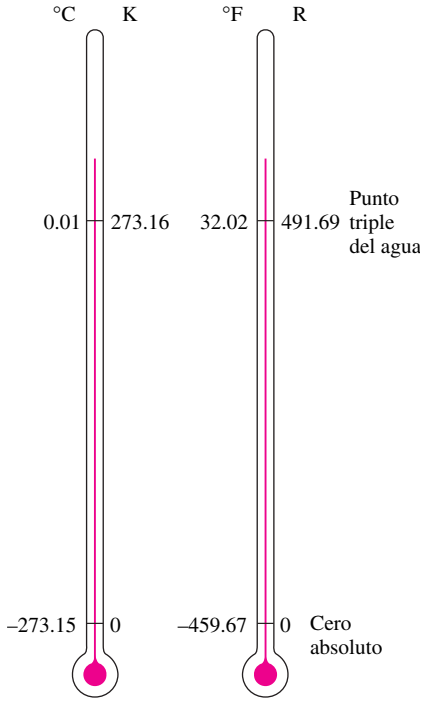


FIGURA 1-34
Comparación de escalas de temperatura.

volvió a definir en esta conferencia en términos de la escala de temperatura del gas ideal y un solo punto fijo, que es de nuevo el punto triple del agua con un valor asignado de 0.01°C. La temperatura de ebullición del agua (el *punto de vapor*) se determinó nuevamente de forma experimental como 100.00°C y, por consiguiente, hubo una buena concordancia entre la anterior y la nueva escala Celsius.

Escala de temperatura internacional de 1990 (ITS-90)

La *Escala de temperatura internacional de 1990*, que sustituye a las de temperatura práctica internacional de 1968 (IPTS-68), 1948 (ITPS-48) y 1927 (ITS-27), fue adoptada por el Comité Internacional de Pesos y Medidas en 1989 a solicitud de la Decimoctava Conferencia General de Pesos y Medidas. La ITS-90 es similar a sus predecesoras pero posee valores más actualizados de temperaturas fijas, tiene un alcance amplio y se ajusta con más precisión a la escala de temperatura termodinámica. En la ITS-90 la unidad de temperatura termodinámica T es también el kelvin (K), definida como la fracción 1/273.16 de la temperatura termodinámica del punto triple del agua, el cual es el único punto fijo de definición de esta escala y la Kelvin, además de funcionar como el punto fijo termométrico más importante usado en la calibración de termómetros para ITS-90.

La unidad de temperatura Celsius es el grado Celsius (°C), que por definición es igual en magnitud al kelvin (K). Una diferencia de temperatura se puede expresar en kelvins o grados Celsius. El punto de hielo es el mismo en 0°C (273.15°C) tanto en ITS-90 como en ITPS-68, pero el punto de vapor es 99.975°C en ITS-90 (con una incertidumbre de ±0.005°C) mientras que éste fue 100.000°C en IPTS-68. El cambio se debe a mediciones precisas realizadas mediante termometría de gas con particular atención en el efecto de absorción (las impurezas de un gas absorbidas por las paredes de un bulbo a la temperatura de referencia que se desabsorben a temperaturas más altas, lo cual provoca que se incremente la presión medida del gas).

La ITS-90 se extiende hacia arriba desde 0.65 K hasta la temperatura más alta medible prácticamente en términos de la ley de radiación de Planck mediante radiación monocromática. Se basa en especificar valores de temperatura definidos en varios puntos fijos reproducibles con facilidad para que sirvan como referencia y así expresar de forma funcional la variación de temperatura en cierto número de intervalos y semiintervalos.

En la ITS-90, la escala de temperatura está considerada en cuatro intervalos: en el de 0.65 a 5 K, la escala se define en términos de la presión de vapor, relaciones de temperatura para ^{3}He y ^{4}He. Entre 3 y 24.5561 K (el punto triple del neón) se define por medio de un termómetro de gas helio calibrado apropiadamente; de 13.8033 K (el punto triple del hidrógeno) a 1 234.93 K (el punto de congelación de la plata) se define a través de termómetros de resistencia de platino calibrados en conjuntos especificados de puntos fijos de definición; arriba de 1 234.93 K se define en términos de la ley de radiación de Planck y un punto fijo de definición adecuado como el punto de congelación del oro (1 337.33 K).

Se remarca que las magnitudes de cada división de 1 K y 1°C son idénticas (Fig. 1-35); por lo tanto, cuando se trata con diferencias de temperatura ΔT, el intervalo de temperatura en ambas escalas es el mismo. Elevar la temperatura de una sustancia en 10°C es lo mismo que elevarla en 10 K. Es decir,

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) \tag{1-13}$$

$$\Delta T(\text{R}) = \Delta T(^\circ\text{F}) \tag{1-14}$$

Algunas relaciones termodinámicas tienen que ver con la temperatura T y con frecuencia surge la pregunta de si está en K o en °C. Si la relación implica diferencias de temperatura (como $a = b\Delta T$), entonces no tiene importancia y se puede usar cualquiera, pero si la relación implica sólo temperaturas en lugar de diferencias de temperatura (como $a = bT$) entonces debe usarse K. Cuando haya duda, siempre es seguro usar K porque casi no existen situaciones en las que su uso sea incorrecto, en cambio hay muchas relaciones termodinámicas que producirán un resultado erróneo si se utiliza °C.

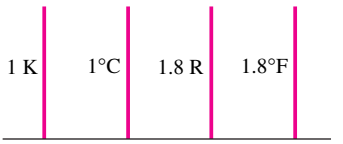


FIGURA 1-35
Comparación de magnitudes de varias unidades de temperatura.

EJEMPLO 1-4 **Cómo expresar el aumento de temperatura en unidades distintas**

Durante un proceso de calentamiento, la temperatura de un sistema aumenta en 10°C. Exprese este aumento de temperatura en K, °F y R.

Solución El aumento de temperatura de un sistema se va a expresar en diferentes unidades.

Análisis Este problema trata con cambios de temperatura, que son idénticos en las escalas Kelvin y Celsius. Entonces,

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) = \mathbf{10\ K}$$

Los cambios de temperatura en las escalas Fahrenheit y Rankine también son idénticos y se relacionan con los cambios en las escalas Celsius y Kelvin mediante las ecuaciones 1-11 y 1-14

$$\Delta T(\text{R}) = 1.8\ \Delta T(\text{K}) = (1.8)(10) = \mathbf{18\ R}$$

y

$$\Delta T(^\circ\text{F}) = \Delta T(\text{R}) = \mathbf{18^\circ F}$$

Explicación Observe que las unidades en °C y K son intercambiables cuando se trata con diferencias de temperatura.

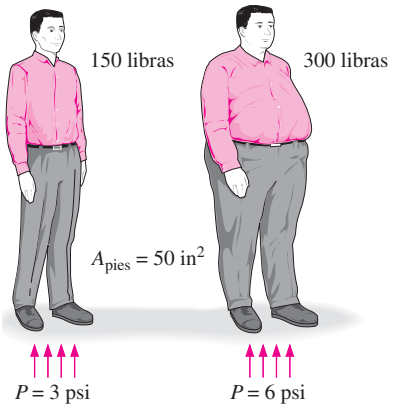
1-9 ▪ PRESIÓN

La **presión** se define como una *fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área*. Se habla de presión sólo cuando se trata de gas o líquido, mientras que la contraparte de la presión en los sólidos es el *esfuerzo normal*. Puesto que la presión se define como la fuerza por unidad de área, tiene como unidad los newtons por metro cuadrado (N/m^2), también conocida como **pascal** (Pa). Es decir,

$$1\ \text{Pa} = 1\ \text{N/m}^2$$

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 9, EN EL DVD.



$$P = \sigma_n = \frac{W}{A_{pies}} = \frac{150\ lbf}{50\ in^2} = 3\ psi$$

FIGURA 1-36

El esfuerzo normal (o presión) en los pies de una persona regordeta es mucho mayor que en los pies de una persona delgada.

FIGURA 1-37

Algunos medidores de presión básicos.

Dresser Instruments, Dresser, Inc. Fotografía utilizada con permiso.

La unidad de presión pascal es demasiado pequeña para las presiones que se suscitan en la práctica. De ahí que sus múltiplos *kilopascal* (1 kPa = 10^3 Pa) y *megapascal* (1 MPa = 10^6 Pa) se usen más comúnmente. Otras tres unidades de presión de uso extendido, principalmente en Europa, son *bar, atmósfera estándar* y *kilogramo fuerza por centímetro cuadrado:*

$$1\ bar = 10^5\ Pa = 0.1\ MPa = 100\ kPa$$

$$1\ atm = 101{,}325\ Pa = 101.325\ kPa = 1.01325\ bars$$

$$1\ kgf/cm^2 = 9.807\ N/cm^2 = 9.807 \times 10^4\ N/m^2 = 9.807 \times 10^4\ Pa$$

$$= 0.9807\ bar$$

$$= 0.9679\ atm$$

Observe que las unidades de presión bar, atm y kgf/cm^2 son casi equivalentes entre sí. En el sistema inglés, la unidad de presión es la *libra fuerza por pulgada cuadrada* (lbf/in^2, o psi), y 1 atm = 14.696 psi. Las unidades de presión kgf/cm^2 y lbf/in^2 también se denotan por kg/cm^2 y lb/in^2, respectivamente, y se usan regularmente en medidores de presión de llantas. Se puede demostrar que 1 kgf/cm^2 = 14.223 psi.

La presión también se usa para sólidos como sinónimo de *esfuerzo normal*, el cual es la fuerza que actúa perpendicularmente a la superficie por unidad de área. Por ejemplo, una persona de 150 libras cuya área total de 50 in^2 dejada por la huella de su zapato ejerce una presión en el piso de 150 lbf/50 in^2 = 3.0 psi (Fig. 1-36). Si la persona se apoya en un pie, la presión se duplica. Si la persona aumenta de peso, es probable que sienta incomodidad en el pie como resultado del aumento de presión (el tamaño de la superficie del pie no aumenta con la ganancia de peso). Esto explica también por qué una persona puede caminar en la nieve recién caída sin hundirse si usa raquetas para nieve grandes, y por qué si una persona usa un cuchillo afilado puede cortar con poco esfuerzo.

La presión real en una determinada posición se llama **presión absoluta**, y se mide respecto al vacío absoluto (es decir, presión cero absoluta). Sin embargo, la mayor parte de los dispositivos para medir la presión se calibran a cero en la atmósfera (Fig. 1-37), por lo que indican la diferencia entre la presión absoluta y la atmosférica local; esta diferencia es la **presión manométrica**. Las presiones por debajo de la atmosférica se conocen como **presiones de vacío** y se miden mediante medidores de vacío que indican la diferencia entre las presiones atmosférica y absoluta. Las presiones absoluta, manométrica y de vacío son todas positivas y se relacionan entre sí mediante

$$P_{manométrica} = P_{abs} - P_{atm} \quad \textbf{(1-15)}$$

$$P_{vacío} = P_{atm} - P_{abs} \quad \textbf{(1-16)}$$

Esto se ilustra en la figura 1-38.

Al igual que otros medidores de presión, el usado para medir la presión del aire en una llanta de automóvil indica la presión manométrica, de manera que una lectura común de 32 psi (2.25 kgf/cm^2) indica una presión de 32 psi por arriba de la presión atmosférica. En un lugar donde ésta es de 14.3 psi, por ejemplo, la presión absoluta en la llanta es 32 + 14.3 = 46.3 psi.

En las relaciones y tablas termodinámicas casi siempre se usa la presión absoluta, en este libro la presión P denotará *presión absoluta* a menos que se especifique lo contrario. Con frecuencia se agregan las letras "a" (para presión absoluta) y "g" (para presión manométrica) a las unidades de presión (lo que resulta en psia y psig) para especificar esto.

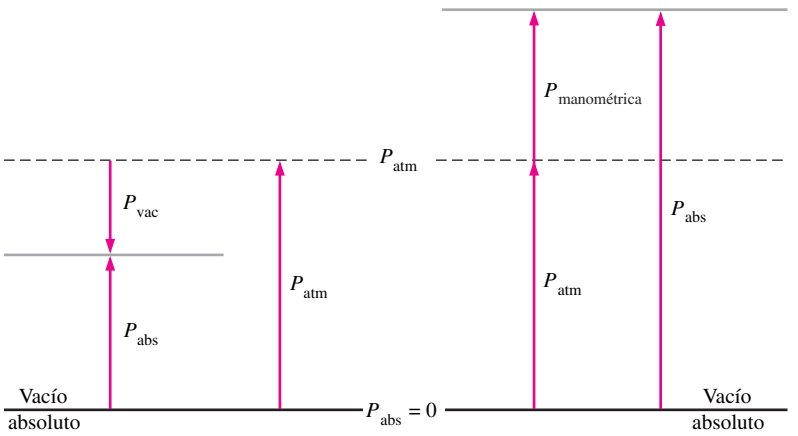


FIGURA 1-38
Presiones absoluta, manométrica y de vacío.

EJEMPLO 1-5 **Presión absoluta de una cámara de vacío**

Un medidor de vacío conectado a una cámara marca 5.8 psi en un lugar donde la presión atmosférica es de 14.5 psi. Determine la presión absoluta en la cámara.

Solución Se tiene la presión manométrica de una cámara de vacío y se determinará la presión absoluta de la cámara.
Análisis La presión absoluta se determina fácilmente a partir de la ecuación 1-16

$$P_{abs} = P_{atm} - P_{vacío} = 14.5 - 5.8 = \mathbf{8.7\ psi}$$

Explicación Observe que para determinar la presión absoluta se usa el valor local de la presión atmosférica.

La presión es la *fuerza compresiva* por unidad de área y da la impresión de ser un vector. Sin embargo, la presión en cualquier punto de un fluido es la misma en todas direcciones, es decir, tiene magnitud pero no dirección específica y por lo tanto es una cantidad escalar.

Variación de la presión con la profundidad

Es de esperar que la presión en un fluido en reposo no cambie en la dirección horizontal. Esto se comprueba fácilmente al considerar una delgada capa horizontal de fluido y hacer un balance de fuerzas en cualquier dirección, horizontalmente. Sin embargo, en dirección vertical éste no es el caso en un campo de gravedad. La presión de un fluido se incrementa con la profundidad debido a que una mayor cantidad de éste descansa sobre las capas más profundas y el efecto de este "peso extra" en una capa inferior se equilibra mediante un aumento de presión (Fig. 1-39).

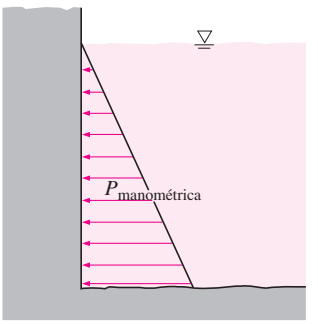


FIGURA 1-39
La presión de un fluido en reposo aumenta con la profundidad (como resultado del peso agregado).

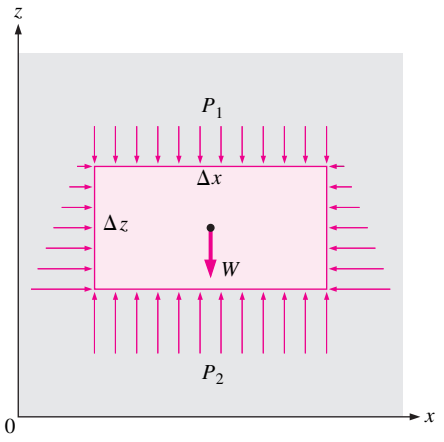


FIGURA 1-40

Diagrama de cuerpo libre de un elemento de fluido rectangular en equilibrio.

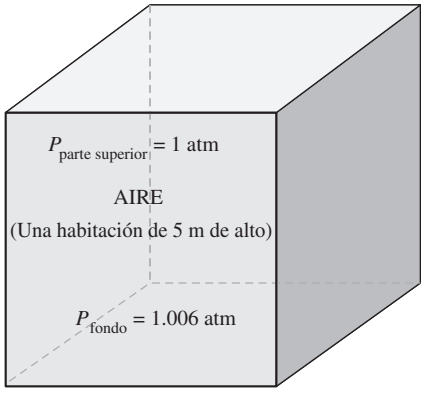


FIGURA 1-41

En una habitación llena de gas la variación de presión con la altura es insignificante.

A fin de obtener una relación para la variación de presión con la profundidad, se considera un elemento rectangular de fluido de altura Δz, longitud Δx, y profundidad unitaria (dentro de la página) en equilibrio, como se ilustra en la figura 1-40. Suponiendo que la densidad del fluido ρ es constante, un balance de fuerzas en la dirección vertical z da

$$\sum F_z = ma_z = 0: \qquad P_2\,\Delta x - P_1\,\Delta x - \rho g\,\Delta x\,\Delta z = 0 \tag{1-17}$$

donde $W = mg = \rho g\,\Delta x\,\Delta z$ es el peso del elemento de fluido. Al dividir entre Δx y reordenando, se obtiene

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \rho g\,\Delta z = \gamma_s\,\Delta z \tag{1-18}$$

donde $\gamma_s = \rho g$ es el *peso específico* de fluido. Por consiguiente, se concluye que la diferencia de presión entre dos puntos en un fluido de densidad constante es proporcional a la distancia vertical Δz entre los puntos y la densidad ρ del fluido. En otras palabras, la presión de un fluido se incrementa de forma lineal con la profundidad. Esto es lo que experimenta un buzo cuando se sumerge en la profundidad de un lago. Para un determinado líquido, la distancia vertical Δz se usa a veces como medida de la presión, y se llama *carga de presión*.

De la ecuación 1-18 también se concluye que para distancias pequeñas a moderadas la variación de la presión con el peso es insignificante para gases debido a su baja densidad. Por ejemplo, la presión en un depósito que contiene gas se puede considerar uniforme puesto que el peso del gas es demasiado pequeño como para que constituya una diferencia importante. También, la presión en una habitación llena de aire se puede suponer constante (Fig. 1-41).

Si se considera que el punto 1 está sobre la superficie libre de un líquido abierto a la atmósfera (Fig. 1-42), donde la presión es la presión atmosférica-P_{atm}, entonces la presión a la profundidad h desde la superficie libre se convierte en

$$P = P_{\text{atm}} + \rho gh \quad \text{o} \quad P_{\text{manométrica}} = \rho gh \tag{1-19}$$

Los líquidos son en esencia sustancias no compresibles y por lo tanto la variación de densidad con la profundidad es insignificante. Éste también es el caso para los gases cuando el cambio de elevación no es muy grande. La variación de densidad de líquidos o gases con la temperatura puede ser importante y necesitaría ser considerada cuando se desea obtener precisión alta. Asimismo, a grandes profundidades como las de los océanos, el cambio en la densidad de un líquido puede ser importante como resultado de la compresión ocasionada por la tremenda cantidad de peso del líquido situado arriba.

La aceleración gravitacional g varía de 9.087 m/s^2 al nivel del mar, a 9.764 m/s^2 a una elevación de 14 000 m, donde se desplazan los grandes aviones de pasajeros. En este caso extremo, el cambio es de sólo 0.4 por ciento. Por lo que se puede suponer que g es constante con error insignificante.

Para los fluidos cuyas densidades cambian de manera importante con la altura se puede obtener una relación para la variación de presión con la elevación al dividir la ecuación 1-17 entre $\Delta x\,\Delta z$, y tomar el límite como $\Delta z \to 0$,

$$\frac{dP}{dz} = -\rho g \tag{1-20}$$

El signo negativo se debe a que se tomó la dirección z positiva hacia arriba, de modo que dP es negativa cuando dz es positiva, dado que la presión dis-

minuye en dirección ascendente. Cuando se conoce la variación de la densidad con la elevación, la diferencia de presión entre los puntos 1 y 2 se determina por integración como

$$\Delta P = P_2 - P_1 = -\int_1^2 \rho g \, dz \qquad \textbf{(1-21)}$$

Para densidad constante y aceleración gravitacional constante, esta relación se reduce a la ecuación 1-18, como se esperaba.

La presión en un fluido en reposo depende de la forma o sección transversal del recipiente. Cambia con la distancia vertical, pero permanece constante en otras direcciones. De ahí que en un determinado fluido la presión sea la misma en todos los puntos de un plano horizontal. El matemático holandés Simon Stevin (1584-1620) publicó en 1586 el principio ilustrado en la figura 1-43, donde se observa que las presiones en los puntos *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *F* y *G* son las mismas puesto que están a la misma profundidad e interconectadas por el mismo fluido estático. Sin embargo, las presiones en los puntos *H* e *I* no son las mismas puesto que estos dos puntos no pueden estar interconectados por el mismo fluido (es decir, no se puede trazar una curva del punto *I* al punto *H* mientras se está en el mismo fluido todo el tiempo), aunque se hallen a la misma profundidad. (¿Es posible decir en qué punto la presión es mayor?) Asimismo, la fuerza de presión ejercida por el fluido siempre es normal a la superficie en los puntos especificados.

Una consecuencia de la presión en un fluido que permanece constante en la dirección horizontal es que *la presión aplicada a un fluido confinado incrementa en la misma cantidad la presión en todas partes*. Esto se llama **ley de Pascal**, en honor a Blaise Pascal (1623-1662), quien también sabía que la fuerza ejercida por un fluido es proporcional al área superficial. Comprendió que dos cilindros hidráulicos de áreas diferentes podían ser conectados y que el más grande se podía usar para ejercer una fuerza proporcionalmente mayor

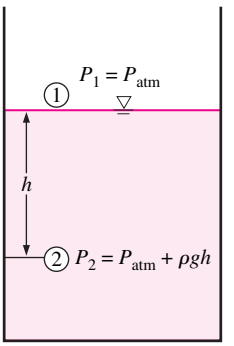


FIGURA 1-42
La presión en un líquido se incrementa de forma lineal con la profundidad desde la superficie libre.

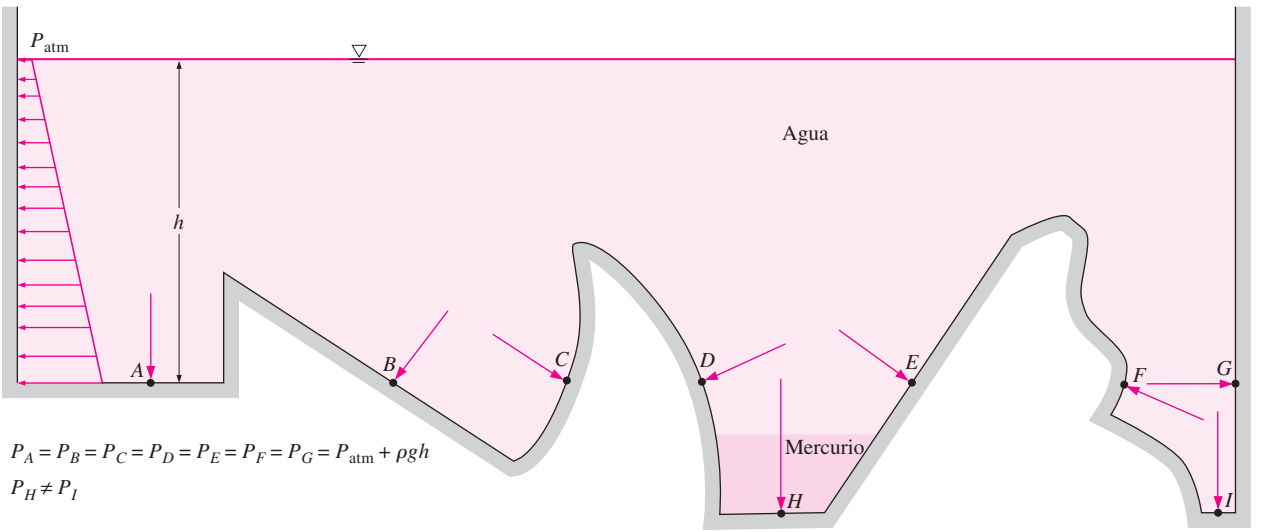


FIGURA 1-43
La presión ejercida por un determinado fluido es la misma en todos los puntos de un plano horizontal, sin considerar la configuración geométrica, siempre y cuando los puntos estén interconectados por el mismo fluido.

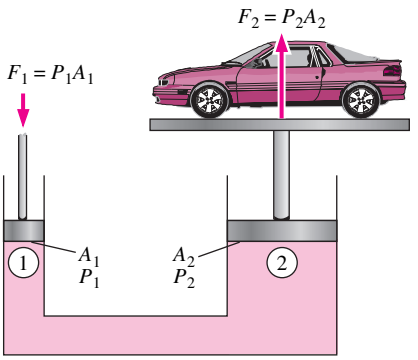


FIGURA 1-44
Elevación de un gran peso mediante una fuerza pequeña con la aplicación de la ley de Pascal.

que la aplicada al menor. La "máquina de Pascal" ha sido el origen de muchas invenciones que son parte de la vida cotidiana actual, como los frenos y ascensores hidráulicos. Esto es lo que permite levantar fácilmente un automóvil mediante un brazo, como se muestra en la figura 1-44, donde $P_1 = P_2$ puesto que ambos pistones están al mismo nivel (las pequeñas diferencias de altura son insignificantes, en particular a altas presiones), la relación de fuerza de salida a fuerza de entrada se determina como

$$P_1 = P_2 \quad \rightarrow \quad \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad \rightarrow \quad \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \qquad \textbf{(1-22)}$$

La relación de área A_2/A_1 se llama *ventaja mecánica ideal* del elevador hidráulico. Por ejemplo, con un gato hidráulico que tiene una relación de área de pistón de $A_2/A_1 = 10$, una persona puede levantar un automóvil de 1 000 kg al aplicar una fuerza de sólo 100 kgf (= 981 N).

1-10 ▪ MANÓMETRO

En la ecuación 1-18 se observa que un cambio de elevación de Δz en un fluido en reposo corresponde a $\Delta P/\rho g$, lo cual indica que es posible usar una columna de fluido para medir diferencias de presión. Un dispositivo basado en este principio se llama **manómetro**, y comúnmente se usa para medir diferencias de presión pequeñas y moderadas. Un manómetro consta principalmente de un tubo en U de vidrio o plástico que contiene uno o más fluidos como mercurio, agua, alcohol o aceite. Para que el manómetro tenga un tamaño manejable se usan fluidos pesados como el mercurio, si se anticipan grandes diferencias de presión.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 9, EN EL DVD.

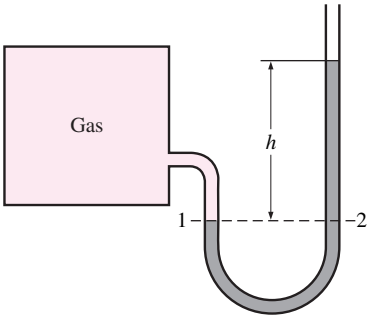


FIGURA 1-45
Manómetro básico.

Observe el manómetro que aparece en la figura 1-45, el cual se utiliza para medir la presión en el recipiente. Puesto que los efectos gravitacionales de gases son insignificantes, la presión en cualquier parte del recipiente y en la posición 1 tiene el mismo valor. Además, dado que la presión en un fluido no varía dentro de éste en dirección horizontal, la presión en el punto 2 es la misma que la presión en el punto 1, $P_2 = P_1$.

La columna diferencial de fluido de altura h está en equilibrio estático y se halla abierta a la atmósfera; por lo tanto, a partir de la ecuación 1-19 la presión en el punto 2 se determina de forma directa, como

$$P_2 = P_{\text{atm}} + \rho g h \qquad \textbf{(1-23)}$$

donde ρ es la densidad del fluido en el tubo. Note que el área de sección transversal del tubo no tiene efecto en la altura diferencial h, y por lo tanto, en la presión que ejerce el fluido. Sin embargo, el diámetro del tubo debe ser suficientemente grande (mayor a unos cuantos milímetros) para asegurar que el efecto de la tensión superficial, y por ende el aumento de capilaridad, sea insignificante.

EJEMPLO 1-6 **Medición de la presión con un manómetro**

Un manómetro se usa para medir la presión en un recipiente. El fluido que se emplea tiene una densidad relativa de 0.85 y la altura de la columna del manómetro es de 55 cm, como se ilustra en la figura 1-46. Si la presión atmosférica local es 96 kPa, determine la presión absoluta dentro del recipiente.

Solución La lectura de un manómetro unido al recipiente y la presión atmosférica son datos, así que se determinará la presión absoluta en el recipiente.

Suposiciones El fluido en el recipiente es un gas cuya densidad es mucho menor que la densidad del fluido en el manómetro.

Propiedades La densidad relativa del fluido del manómetro es de 0.85. Se toma la densidad estándar del agua, la cual es 1 000 kg/m^3.

Análisis La densidad del fluido se obtiene al multiplicar su densidad relativa por la densidad del agua, igual a 1 000 kg/m^3:

$$\rho = \text{DR}\,(\rho_{H_2O}) = (0.85)(1\,000\ \text{kg/m}^3) = 850\ \text{kg/m}^3$$

Entonces, de la ecuación 1-23,

$$P = P_{\text{atm}} + \rho g h$$

$$= 96\ \text{kPa} + (850\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)(0.55\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kPa}}{1\,000\ \text{N/m}^2}\right)$$

$$= \mathbf{100.6\ kPa}$$

Explicación Observe que la presión manométrica en el recipiente es de 4.6 kPa.

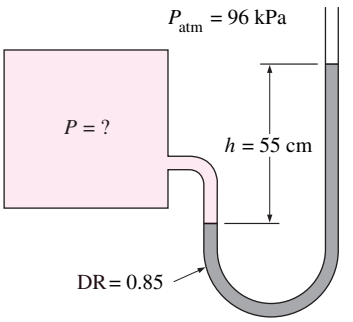


FIGURA 1-46
Esquema para el ejemplo 1-6.

Muchos problemas de ingeniería y algunos manómetros tienen que ver con varios fluidos inmiscibles de densidades diferentes apilados unos sobre otros. Este tipo se sistemas se pueden analizar fácilmente recordando que 1) el cambio de presión en una columna de fluido de altura h es $\Delta P = \rho g h$, 2) la presión se incrementa hacia abajo en un determinado fluido y disminuye hacia arriba (es decir, $P_{\text{fondo}} > P_{\text{parte superior}}$), y 3) dos puntos a la misma elevación en un fluido continuo en reposo están a la misma presión.

El último principio, resultado de la *ley de Pascal,* permite "saltar" en los manómetros de una columna de fluido a la siguiente sin preocuparse del cambio de presión, siempre y cuando no se salte sobre un fluido diferente y éste se encuentre en reposo. Entonces la presión en cualquier punto se determina iniciando en un punto de presión conocida y sumar o restar los términos $\rho g h$ conforme se avanza hacia el punto de interés. Por ejemplo, la presión en el fondo del recipiente de la figura 1-47 se puede determinar si se inicia en la superficie libre donde la presión es P_{atm}, moviéndose hacia abajo hasta alcanzar el punto 1 en el fondo, e igualando el resultado a P_1. Se obtiene

$$P_{\text{atm}} + \rho_1 g h_1 + \rho_2 g h_2 + \rho_3 g h_3 = P_1$$

En un caso especial donde estén implicados fluidos con la misma densidad, esta relación se reduce a la ecuación 1-23, como era de esperarse.

Particularmente, los manómetros son adecuados para medir caídas de presión en una sección de flujo horizontal entre dos puntos especificados, gracias a la presencia de un dispositivo como una válvula, intercambiador de calor o cualquier resistencia al flujo. Esto se hace conectando las dos ramas de un manómetro a estos dos puntos, según se ilustra en la figura 1-48. El fluido de trabajo puede ser un gas o un líquido cuya densidad es ρ_1, La densidad del fluido del manómetro es ρ_2 y la altura diferencial del fluido es h.

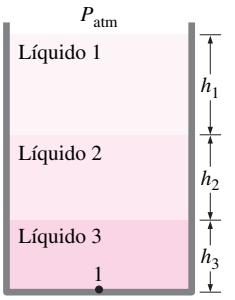


FIGURA 1-47
En capas de líquido apiladas, el cambio de presión en una de éstas con densidad ρ y altura h es $\rho g h$.

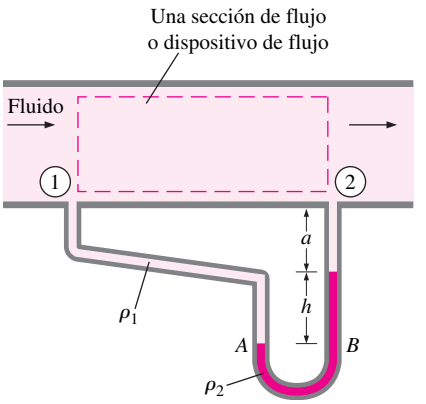


FIGURA 1-48
Medición de la caída de presión a través de una sección de flujo o de un dispositivo de flujo mediante un manómetro diferencial.

Una relación para la diferencia de presión $P_1 - P_2$ se obtiene si se inicia en el punto 1 con P_1, se sigue a lo largo del tubo sumando o restando los términos ρgh hasta llegar al punto 2, e igualando el resultado a P_2:

$$P_1 + \rho_1 g(a + h) - \rho_2 gh - \rho_1 ga = P_2 \quad \textbf{(1-24)}$$

Observe que se saltó horizontalmente del punto A al B y se ignoró la parte de abajo puesto que la presión en ambos puntos es la misma. Al simplificar, se obtiene,

$$P_1 - P_2 = (\rho_2 - \rho_1)gh \quad \textbf{(1-25)}$$

Note que la distancia a no tiene efecto en el resultado, pero se debe incluir en el análisis. Asimismo, cuando el fluido dentro de la tubería es un gas, entonces $\rho_1 \ll \rho_2$ y la relación en la ecuación 1-25 se simplifica a $P_1 - P_2 \cong \rho_2 gh$.

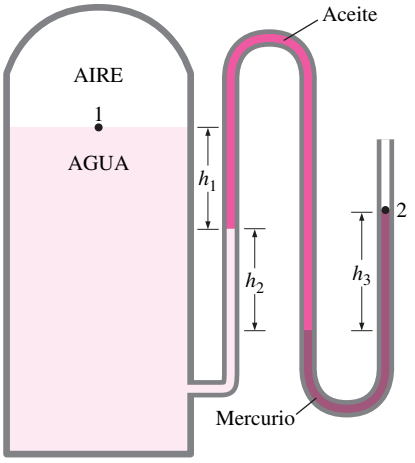


FIGURA 1-49
Esquema para el ejemplo 1-7. (El dibujo no está a escala.)

EJEMPLO 1-7 **Medición de la presión con un manómetro de varios fluidos**

El agua en un recipiente se presuriza con aire y la presión se mide por medio de un manómetro de varios fluidos, como se muestra en la figura 1-49. El recipiente se localiza en una montaña a una altitud de 1 400 m donde la presión atmosférica es 85.6 kPa. Determine la presión del aire en el recipiente si $h_1 = 0.1$ m, $h_2 = 0.2$ m y $h_3 = 0.35$ m. Tome las densidades del agua, aceite y mercurio, es decir, 1 000 kg/m^3, 850 kg/m^3 y 13 600 kg/m^3, respectivamente.

Solución La presión en un recipiente de agua presurizada se mide mediante un manómetro de varios fluidos. Se determinará la presión en el recipiente.

Suposición La presión del aire en el recipiente es uniforme (es decir, su variación con la elevación es insignificante debido a su baja densidad) y, por consiguiente, se puede determinar la presión en la interfase aire-agua.

Propiedades Las densidades del agua, el aceite y el mercurio son 1 000 kg/m^3, 850 kg/m^3 y 13 600 kg/m^3, respectivamente.

Análisis Si se empieza con la presión del punto 1 en la interfase aire-agua, y moviéndose a lo largo del tubo sumando o restando los términos ρgh hasta llegar al punto 2 e igualando el resultado a P_{atm} puesto que el tubo está abierto a la atmósfera, se obtiene

$$P_1 + \rho_{agua} g h_1 + \rho_{aceite} g h_2 - \rho_{mercurio} g h_3 = P_{atm}$$

Al despejar P_1 y sustituir,

$$\begin{aligned} P_1 &= P_{atm} - \rho_{agua} g h_1 - \rho_{aceite} g h_2 + \rho_{mercurio} g h_3 \\ &= P_{atm} + g(\rho_{mercurio} h_3 - \rho_{agua} h_1 - \rho_{aceite} h_2) \\ &= 85.6 \text{ kPa} + (9.81 \text{ m/s}^2)[(13\,600 \text{ kg/m}^3)(0.35 \text{ m}) - 1\,000 \text{ kg/m}^3](0.1 \text{ m}) \\ &\quad - (850 \text{ kg/m}^3)(0.2 \text{ m})]\left(\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1 \text{ kPa}}{1\,000 \text{ N/m}^2}\right) \\ &= \mathbf{130 \text{ kPa}} \end{aligned}$$

Explicación Observe que al saltar horizontalmente de un tubo al siguiente y entender que la presión es la misma en el mismo fluido se simplifica el análisis de manera considerable. Note también que el mercurio es una sustancia tóxica, y los manómetros y termómetros de mercurio son reemplazados por otros con sustancias más seguras debido al riesgo de exposición al vapor de mercurio en caso de accidente.

Otros dispositivos de medición de presión

Otro tipo de dispositivo mecánico de medición de presión de uso común es el **tubo de Bourdon**, nombrado así en honor del ingeniero e inventor francés Eugene Bourdon (1808-1884). Este instrumento consiste en un tubo metálico hueco y curvado como un gancho, cuyo extremo está cerrado y conectado a una aguja indicadora de disco (Fig. 1-50). Cuando el tubo se encuentra abierto a la atmósfera no tiene desviación y la aguja indicadora de disco en este estado se calibra a cero (presión manométrica). Cuando se presuriza el fluido dentro del tubo, éste se alarga y mueve la aguja en proporción a la presión aplicada.

La electrónica ha abierto camino en cada aspecto de la vida y los dispositivos de medición de presión no son la excepción. Los modernos sensores de presión, llamados **transductores de presión**, utilizan varias técnicas para convertir el efecto producido por la presión a otro de tipo eléctrico como el cambio de voltaje, resistencia o capacitancia. Los transductores de presión son más pequeños y más rápidos y pueden ser más sensibles, confiables y precisos que sus contrapartes mecánicas. Además, con ellos es posible medir presiones inferiores a una millonésima de 1 atm hasta varios miles de atm.

Una amplia variedad de transductores de presión está disponible para presiones manométricas, absolutas y diferenciales en una amplia diversidad de aplicaciones. Los *transductores de presión manométrica* usan la presión atmosférica como una referencia al tener descubierto hacia la atmósfera el lado posterior del diafragma sensible a la presión, y dan una salida de señal cero a presión atmosférica sin importar la altitud. Los *transductores de presión absoluta* se calibran para tener una salida de señal cero en vacío total y los *transductores de presión diferencial* miden la diferencia de presión entre dos lugares de modo directo en lugar de usar dos transductores de presión y tomar su diferencia.

Los **transductores de presión con medidor de deformación** funcionan mediante una desviación del diafragma entre dos cámaras abiertas a las entradas de presión. Cuando el diafragma se alarga en respuesta a un cambio en la diferencia de presión, el medidor de deformación se alarga y un circuito con puente de Wheatstone amplifica la señal. Un transductor de capacitancia funciona de modo similar, pero cuando se alarga el diafragma mide el cambio de capacitancia en lugar del de resistencia.

Los **transductores piezoeléctricos**, llamados también transductores de presión de estado sólido, funcionan basados en el principio de que un potencial eléctrico se genera en una sustancia cristalina cuando ésta se somete a una presión mecánica. Este fenómeno, descubierto en 1880 por los hermanos Pierre y Jacques Curie, se conoce como efecto piezoeléctrico (o efecto eléctrico por presión). Los transductores de presión piezoeléctricos tienen una respuesta de frecuencia mucho más rápida en comparación con las unidades de diafragma y son muy adecuados para aplicaciones de alta presión, pero generalmente no son tan sensibles como los transductores tipo diafragma.

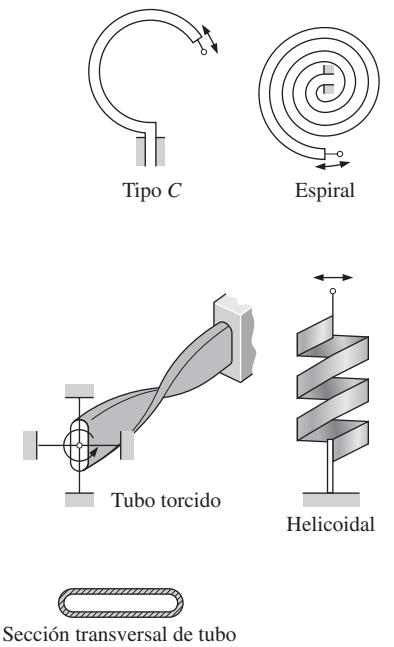


FIGURA 1-50
Diversos tipos de tubos de Bourdon utilizados para medir presión.

1-11 ▪ BARÓMETRO Y PRESIÓN ATMOSFÉRICA

La presión atmosférica se mide mediante un dispositivo conocido como **barómetro**; así, la presión atmosférica se denomina por lo común *presión barométrica*.

El italiano Evangelista Torricelli (1608-1647) fue el primero en probar de manera concluyente que la presión atmosférica se puede medir al invertir un tubo lleno de mercurio en un recipiente con mercurio y abierto a la atmós-

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 11, EN EL DVD.

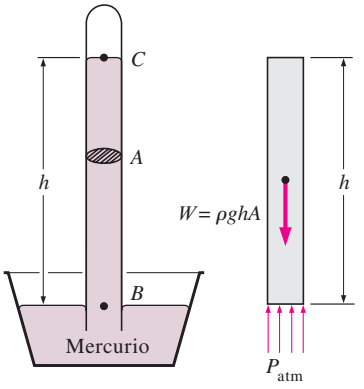


FIGURA 1-51
Barómetro básico.

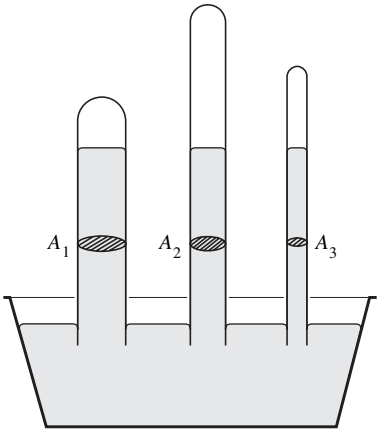


FIGURA 1-52
La longitud o el área de la sección transversal del tubo no tiene efecto en la altura de la columna de fluido de un barómetro, siempre y cuando el diámetro del tubo sea lo suficientemente grande para evitar efectos (capilares) de tensión superficial.

fera, como se ilustra en la figura 1-51. La presión en el punto B es igual a la presión atmosférica, y la presión en C se puede considerar como cero puesto que sólo hay vapor de mercurio arriba del punto C y la presión es muy baja en relación con P_{atm} lo que permite ignorarla y obtener una excelente aproximación. Al escribir un balance de fuerzas en la dirección vertical, se obtiene

$$P_{atm} = \rho g h \qquad (1\text{-}26)$$

donde ρ es la densidad del mercurio, g es la aceleración gravitacional local y h es la altura de la columna de mercurio arriba de la superficie libre. Observe que la longitud y el área de la sección transversal del tubo no causan efecto en la altura de la columna del fluido de un barómetro (Fig. 1-52).

Una unidad de presión de uso común es la *atmósfera estándar*, que se define como la presión producida por una columna de mercurio de 760 mm de altura a 0°C (ρ_{Hg} = 13 595 kg/m^3) bajo la aceleración gravitacional estándar (g = 9.807 m/s^2). Si se usa agua en lugar de mercurio para medir la presión atmosférica estándar, sería necesaria una columna de agua de casi 10.3 metros. La presión se expresa a veces (en particular esto lo hacen los pronosticadores del clima) en términos de la altura de la columna de mercurio. La presión atmosférica estándar, por ejemplo, es 760 mm Hg (29.92 pulg Hg) a 0°C. La unidad mm Hg se llama también **torr** en honor a Torricelli. Por lo tanto, 1 atm = 760 torr y 1 torr = 133.3 Pa.

La presión atmosférica estándar P_{atm} cambia de 101.325 kPa al nivel del mar, a 89.88, 79.50, 54.05, 26.5 y 5.53 kPa a altitudes de 1 000, 2 000, 5 000, 10 000 y 20 000 metros, respectivamente. Por ejemplo, la presión atmosférica en Denver (altura de 1 610 m) es 83.4 kPa.

Recuerde que la presión atmosférica de un sitio es simplemente el peso del aire que se halla arriba de ese lugar por área superficial unitaria. Por lo tanto, cambia no sólo con la altura sino también con las condiciones climáticas.

La disminución de la presión atmosférica con la altura tiene ramificaciones de largo alcance en lo cotidiano. Por ejemplo, cocinar lleva más tiempo en lugares altos puesto que el agua hierve a menor temperatura bajo presiones atmosféricas más bajas. Una hemorragia por la nariz es una experiencia común en lugares altos puesto que la diferencia entre la presión arterial y la presión atmosférica es mayor en este caso, y las delicadas paredes de las venas de la nariz a menudo no soportan este esfuerzo extra.

Para una temperatura dada, la densidad del aire es menor a grandes altitudes y, por lo tanto, un determinado volumen contiene menos aire y menos oxígeno. Así, no es sorprendente sentirse cansado con más facilidad y experimentar problemas de respiración en lugares altos. Para compensar este efecto, las personas que viven en poblaciones altas desarrollan pulmones más eficaces. De manera similar, el motor de un auto de 2.0 L funcionará como un motor de 1.7 L a 1 500 m de altitud (a menos que sea turbocargado) como resultado de la caída de presión del 15 por ciento y, por ende, una caída de 15 por ciento en la densidad del aire (Fig. 1-53). Un ventilador o compresor desplazará 15 por ciento menos aire a esa altitud para el mismo volumen de desplazamiento. Por lo tanto, grandes ventiladores de enfriamiento pueden seleccionarse para operar a elevadas altitudes para asegurar el flujo másico especificado. La presión menor, y en consecuencia la menor densidad, afecta también la fuerza ascencional y el arrastre: los aviones necesitan tomar más vuelo en lugares altos para lograr la fuerza ascencional requerida, y ascienden a grandes alturas a fin de lograr un menor arrastre y mejor rendimiento de combustible.

EJEMPLO 1-8 Medición de la presión atmosférica con un barómetro

Determine la presión atmosférica en un lugar donde la lectura barométrica es 740 mm Hg y la aceleración gravitacional es $g = 9.81$ m/s^2. Suponga que la temperatura del mercurio es de 10°C, a la cual su densidad es 13 570 kg/m^3.

Solución Se tiene como dato la lectura barométrica de un lugar en altura de columna de mercurio y se determinará la presión atmosférica.
Suposiciones La temperatura del mercurio es 10°C.
Propiedades La densidad del mercurio es 13 570 kg/m^3.
Análisis De la ecuación 1-26, la presión atmosférica se determina como

$$\begin{aligned} P_{\text{atm}} &= \rho g h \\ &= (13\,570\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)(0.74\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{kPa}}{1\,000\ \text{N/m}^2}\right) \\ &= \mathbf{98.5\ kPa} \end{aligned}$$

Explicación Observe que la densidad cambia con la temperatura, por lo que este efecto debe considerarse en los cálculos.

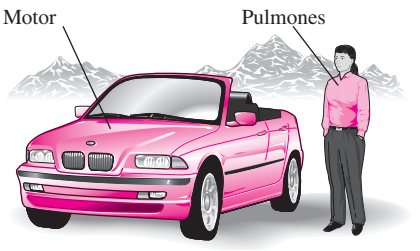


FIGURA 1-53
A grandes altitudes un motor de automóvil genera menos potencia y una persona obtiene menos oxígeno como resultado de la menor densidad del aire.

EJEMPLO 1-9 Efecto del peso de un émbolo sobre la presión en un cilindro

El émbolo de un dispositivo vertical que consta de cilindro-émbolo y contiene un gas cuya masa es de 60 kg y un área de sección transversal de 0.04 m^2, como se muestra en la figura 1-54. La presión atmosférica local es de 0.97 bar y la aceleración gravitacional es 9.81 m/s^2. *a*) Determine la presión dentro del cilindro. *b*) Si se transfiere un poco de calor al gas y se duplica su volumen, ¿esperaría un cambio en la presión interna del cilindro?

Solución Un gas está contenido en un cilindro vertical con un émbolo pesado. Se determinarán la presión dentro del cilindro y el efecto del cambio de volumen sobre la presión.
Suposiciones La fricción entre el émbolo y el cilindro es insignificante.
Análisis *a*) La presión del gas en el dispositivo de cilindro y émbolo depende de la presión atmosférica y el peso de este último. Si se dibuja el diagrama de cuerpo libre del émbolo como se muestra en la figura 1-54 y realizando un equilibrio de las fuerzas verticales, se obtiene

$$PA = P_{\text{atm}}A + W$$

Si se despeja P y se sustituye,

$$\begin{aligned} P &= P_{\text{atm}} + \frac{mg}{A} \\ &= 0.97\ \text{bar} + \frac{(60\ \text{kg})(9.81\ \text{m/s}^2)}{(0.04\ \text{m}^2)}\left(\frac{1\ \text{N}}{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)\left(\frac{1\ \text{bar}}{10^5\ \text{N/m}^2}\right) \\ &= \mathbf{1.12\ bar} \end{aligned}$$

b) El cambio de volumen no tendrá efecto en el diagrama de cuerpo libre dibujado en el inciso *a*); por lo tanto, la presión dentro del cilindro será la misma.
Explicación Si el comportamiento del gas es ideal, la presión absoluta se duplica cuando el volumen aumenta al doble a presión constante.

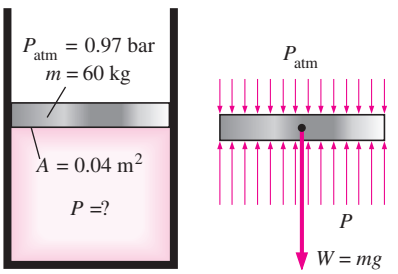


FIGURA 1-54
Esquema para el ejemplo 1-9, y diagrama de cuerpo libre del émbolo.

EJEMPLO 1-10 Presión hidrostática en un estanque solar con densidad variable

Los estanques solares son pequeños lagos artificiales de pocos metros de profundidad que se usan para almacenar energía solar. Para evitar que el agua caliente (menos densa) suba a la superficie se agrega sal al fondo. En un estanque solar característico con gradiente salino la densidad del agua se incrementa en la zona gradiente, como se muestra en la figura 1-55, de manera que la densidad puede expresarse como

$$\rho = \rho_0 \sqrt{1 + \tan^2\left(\frac{\pi}{4}\frac{z}{H}\right)}$$

donde ρ_0 es la densidad en la superficie del agua, z es la distancia vertical medida hacia abajo desde la parte superior de la zona gradiente y H es el espesor de la zona gradiente. Para $H = 4$ m, $\rho_0 = 1\,040$ kg/m^3 y un espesor de 0.8 m para la zona superficial, calcule la presión manométrica en el fondo de la zona gradiente.

Solución Se conoce la variación de la densidad del agua salina en la zona gradiente de un estanque solar con la profundidad. Se determinará la presión manométrica en el fondo de la zona gradiente.

Suposiciones La densidad de la zona superficial del estanque es constante.

Propiedades La densidad de la salmuera en la superficie es 1 040 kg/m^3.

Análisis Se identifica la parte superior y el fondo de la zona gradiente como 1 y 2, respectivamente. A sabiendas que la densidad de la zona superficial es constante, la presión manométrica en el fondo de la zona superficial (es decir, la parte superior de la zona gradiente) es

$$P_1 = \rho g h_1 = (1\,040\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)(0.8\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{kN}}{1\,000\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right) = 8.16\ \text{kPa}$$

puesto que 1 kN/m^2 = 1 kPa. El cambio diferencial en la presión hidrostática en una distancia vertical de dz está dado por

$$dP = \rho g\, dz$$

Al integrar desde la parte superior de la zona gradiente (punto 1, donde $z = 0$) a cualquier ubicación z en la zona gradiente (sin subíndice), se obtiene

$$P - P_1 = \int_0^z \rho g\, dz \qquad \rightarrow \qquad P = P_1 + \int_0^z \rho_0 \sqrt{1 + \tan^2\left(\frac{\pi}{4}\frac{z}{H}\right)}\, g\, dz$$

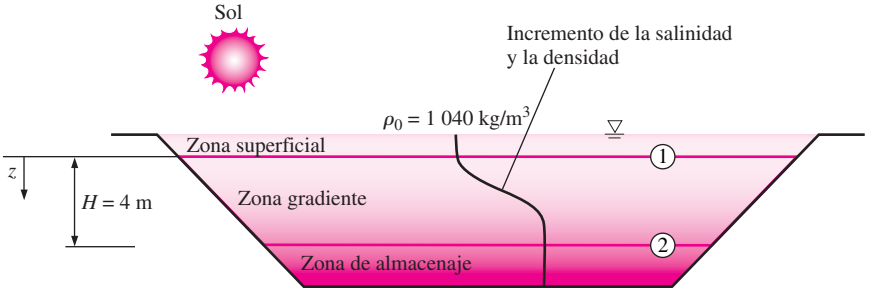


FIGURA 1-55
Esquema para el ejemplo 1-10.

Al llevar a cabo la integración se obtiene que la variación de presión manométrica en la zona gradiente es

$$P = P_1 + \rho_0 g \frac{4H}{\pi} \operatorname{senh}^{-1}\left(\tan\frac{\pi}{4}\frac{z}{H}\right)$$

Entonces la presión en el fondo de la zona gradiente ($z = H = 4$ m) es

$$P_2 = 8.16\ \text{kPa} + (1\,040\ \text{kg/m}^3)(9.81\ \text{m/s}^2)\frac{4(4\ \text{m})}{\pi} \times \operatorname{senh}^{-1}\left(\tan\frac{\pi}{4}\frac{4}{4}\right)\left(\frac{1\ \text{kN}}{1\,000\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}\right)$$

$$= \mathbf{54.0\ kPa\ (manométrica)}$$

Explicación La variación de presión manométrica en la zona gradiente con la profundidad se grafica en la figura 1-56. La línea discontinua indica la presión hidrostática en el caso de densidad constante de 1 040 kg/m^3 y se da como referencia. Observe que la variación de presión con la profundidad no es lineal cuando la densidad varía con la profundidad.

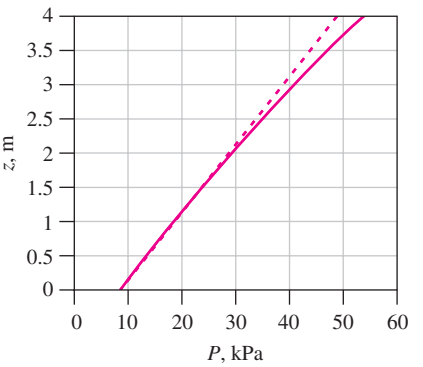


FIGURA 1-56
Variación de la presión manométrica con la profundidad en la zona gradiente del estanque solar.

1-12 ▪ TÉCNICA PARA RESOLVER PROBLEMAS

El primer paso para aprender cualquier ciencia es comprender los fundamentos y obtener un conocimiento sólido, el siguiente paso es dominar los fundamentos al probar este conocimiento. Esto se hace resolviendo problemas importantes reales, ya que esta clase de problemas, en particular los que son complicados, requieren para su resolución un método sistemático. Si se usa un método paso a paso, un ingeniero puede simplificar la solución de un problema complicado a una serie de problemas simples (Fig. 1-57). Cuando haya que resolver un problema, se recomienda usar los pasos siguientes según sea pertinente, ya que esto ayudará a evitar algunas de las más comunes dificultades que suelen presentarse.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 1, SECC. 12, EN EL DVD.

Paso 1: enunciado del problema

Exprese brevemente y con sus propias palabras el problema, la información dada y las cantidades por determinar. Esto asegura el entendimiento y los objetivos antes de intentar resolver el problema.

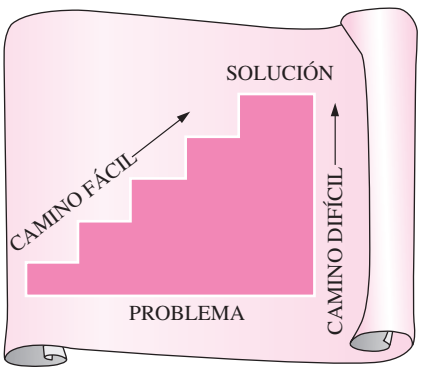


FIGURA 1-57
Un método paso a paso puede simplificar en gran medida la resolución de un problema.

Paso 2: esquema

Trace un esquema real del sistema físico en cuestión y anote la información pertinente en la figura. El bosquejo no tiene que ser muy elaborado, sino que debe parecerse al sistema real y mostrar sus características importantes. Indique las interacciones de energía y masa con los alrededores. Listar la información proporcionada en el bosquejo ayuda a ver todo el problema a la vez. Asimismo, compruebe las propiedades que permanecen constantes durante un proceso (por ejemplo, la temperatura en un proceso isotérmico) e indíquelas en el bosquejo.

Dato: temperatura del aire en Denver

Por determinar: densidad del aire

Información faltante: presión atmosférica

Suposición #1: considere $P = 1$ atm (Inapropiado: ignora el efecto de la altitud. Causará un error de más de 15%)

Suposición #2: considere $P = 0.83$ atm (Apropiado: ignora sólo efectos menores, como el clima)

FIGURA 1-58

Las suposiciones hechas mientras se resuelve un problema de ingeniería deben ser razonables y justificables.

Paso 3: suposiciones y aproximaciones

Enuncie las suposiciones y aproximaciones adecuadas para simplificar el problema con la finalidad de que sea posible obtener la solución. Considere valores razonables para las cantidades faltantes que son necesarias; por ejemplo, en ausencia de datos específicos para la presión atmosférica, ésta se puede tomar como una atmósfera. Sin embargo, debe considerarse en el análisis que la presión atmosférica disminuye con el aumento de la elevación. Por ejemplo, se reduce a 0.83 atm en Denver (elevación 1 610 m) (Fig. 1-58).

Paso 4: leyes físicas

Aplique las leyes físicas y principios básicos pertinentes (como la conservación de la masa) y redúzcalas a su forma más simple utilizando las consideraciones hechas. Sin embargo, la región a la cual se aplica la ley física se debe identificar primero de manera clara; por ejemplo, el incremento en la velocidad del agua que fluye por una tobera se analiza aplicando la conservación de masa entre la entrada y la salida de la tobera.

Paso 5: propiedades

Determine las propiedades desconocidas en estados conocidos necesarias para resolver el problema a partir de relaciones o tablas de propiedades. Anote por separado las propiedades e indique su fuente, si es el caso.

Paso 6: cálculos

Sustituya las cantidades conocidas en las relaciones simplificadas y lleve a cabo los cálculos para determinar las incógnitas. Ponga especial atención en las unidades y las cancelaciones de éstas y recuerde que una cantidad dimensional sin una unidad carece de sentido. También, no dé una implicación falsa de alta precisión al copiar todos los dígitos que aparecen en la pantalla de la calculadora, sino que redondee los resultados a un número apropiado de dígitos significativos.

Paso 7: razonamiento, comprobación y análisis

Compruebe para asegurarse de que los resultados obtenidos son razonables e intuitivos, y corrobore la validez de las suposiciones cuestionables. Repita los cálculos cuando obtenga como resultado valores poco razonables; por ejemplo, aislar un calentador de agua que gasta 80 dólares de gas natural al año no puede dar como resultado ahorros de 200 dólares al año (Fig. 1-59).

Señale también el significado de los resultados y analice sus implicaciones. Exprese las conclusiones posibles y cualquier recomendación que se pueda hacer a partir de éstas. Remarque las limitaciones en las que son aplicables los resultados y realice prevenciones contra cualquier mala interpretación y uso inadecuado de los resultados en situaciones donde las suposiciones subyacentes no tienen aplicación. Por ejemplo, si determina que envolver un calentador de agua con una camisa de aislamiento de 20 dólares reducirá el costo de la energía en 30 dólares al año, indica que el aislamiento se paga por sí mismo de la energía ahorrada en menos de un año. Sin embargo, también indica que en el análisis no se consideran los costos de mano de obra, lo cual será el caso si usted mismo instala el aislamiento.

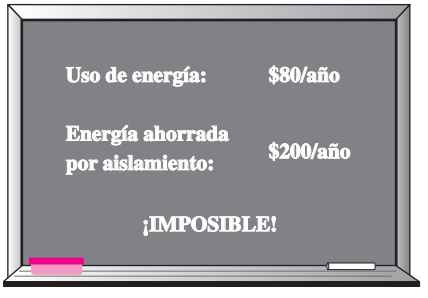


FIGURA 1-59

Debe comprobarse que los resultados obtenidos de un análisis de ingeniería expresan sensatez.

Tome en cuenta que las soluciones que presente a sus profesores y cualquier análisis de ingeniería presentado a otras personas, son una forma de comunicación. Así, la pulcritud, organización, integridad y apariencia visual son de suma importancia para la máxima eficacia. Además, la pulcritud sirve también como una gran herramienta de comprobación dado que es muy fácil localizar errores e inconsistencias en el trabajo limpio. La falta de cuidado y la omisión de pasos para ahorrar tiempo con frecuencia terminan costando más tiempo, además de que acarrean ansiedad innecesaria.

El método descrito aquí se usó en los ejemplos resueltos sin expresar de forma explícita cada paso. Para algunos problemas, es posible que ciertos pasos no sean aplicables o necesarios; por ejemplo, a menudo es impráctico anotar las propiedades por separado. Sin embargo, no se puede insistir demasiado en la importancia de un método lógico y ordenado para resolver problemas, ya que la mayor parte de las dificultades encontradas en la resolución de un problema no se deben a la falta de conocimiento, sino a la falta de organización. Se recomienda seguir estos pasos en la solución de problemas hasta contar con un método propio que considere el más adecuado.

Paquetes de software de Ingeniería

Quizá se pregunta por qué se está a punto de profundizar en los fundamentos de otra área de ingeniería. Después de todo, casi todos los problemas de este tipo que probablemente se encontrarán en la práctica se pueden resolver por medio de varios paquetes de software complejos que se consiguen fácilmente en el mercado actual. Estos paquetes no sólo dan los resultados numéricos deseados, también proveen los resultados en forma gráfica y a color para conseguir presentaciones impresionantes, lo que en la actualidad hace impensable practicar ingeniería. Esta tremenda capacidad de cálculo disponible con sólo tocar un botón es tanto una bendición como una maldición; de hecho permite a los ingenieros resolver problemas de manera fácil y rápida, pero también abre la posibilidad para que se susciten los abusos y la desinformación. En manos de personas con deficiente educación este software es tan peligroso como armas poderosas y complejas en manos de soldados poco entrenados.

Creer que una persona que usa los paquetes de software sin el adecuado conocimiento de los fundamentos puede practicar ingeniería es como pensar que cualquiera que manipule una llave puede trabajar como mecánico automotriz. Si fuera cierto que los estudiantes de ingeniería no necesitan todos los cursos que toman porque es posible hacer casi todo con las computadoras fácil y rápidamente, entonces también sería verdad que los empleadores ya no necesitarían ingenieros con salarios altos puesto que cualquier persona que utilice un procesador de palabras también puede aprender cómo usar paquetes complejos de software. De hecho, las estadísticas muestran que cada vez se requieren más ingenieros a pesar de la disponibilidad de estos poderosos paquetes.

Es necesario recordar siempre que toda la capacidad de cálculo posible y los paquetes de software de ingeniería actualmente disponibles son sólo *herramientas*, las cuáles sólo cobran relevancia en manos de maestros. Tener el mejor procesador de palabras no convierte a alguien en un buen escritor, sino que solamente facilita y hace más productivo el trabajo de un buen escritor (Fig. 1-60). Las calculadoras portátiles no eliminan la necesidad de enseñar a los niños cómo sumar o restar, y los complejos paquetes de software sobre medicina no sustituyen la capacitación formal médica. Tampoco los paquetes de software de ingeniería sustituyen a la educación tradicional en esta ciencia, simplemente provocan un cambio en el énfasis otorgado a los cursos de matemáti-

FIGURA 1-60

Un excelente procesador de palabras no convierte a una persona en un buen escritor; simplemente hace que un buen escritor sea más eficiente.

© Vol. 80/PhotoDisc

cas o física. Es decir, en éstos se dedicará más tiempo al análisis dentro del aula para explicar con mayor detalle los aspectos físicos de los problemas, y menos tiempo en la mecánica de los procedimientos de solución.

Todas estas maravillosas y poderosas herramientas agregan una carga extra a los actuales ingenieros, quienes deben tener una comprensión completa de los fundamentos, desarrollar un sentido extra para con los fenómenos físicos, capacidad para colocar los datos en la perspectiva adecuada y hacer juicios de ingeniería sólidos, al igual que sus antecesores. Sin embargo, lo deben hacer mucho mejor y mucho más rápido, con modelos más reales resultantes de las poderosas herramientas disponibles hoy día. En el pasado, los ingenieros primero tuvieron que confiar en cálculos manuales, después en reglas de cálculo y posteriormente en calculadoras portátiles y computadoras; actualmente dependen de paquetes de software. El fácil acceso a tal poder y la posibilidad de una simple comprensión errónea o una mala interpretación de graves consecuencias hacen hoy más importante que nunca tener una sólida capacitación acerca de los fundamentos de la ingeniería. En este libro se hace un esfuerzo extra para hacer énfasis en el desarrollo de una compresión intuitiva y física de los fenómenos naturales en lugar de enfocarse en los detalles matemáticos de los procedimientos de solución.

Programa para resolver ecuaciones de ingeniería (*Engineering Equation Solver*, EES)

El EES es un programa que resuelve en forma numérica sistemas de ecuaciones algebraicas o diferenciales, lineales o no lineales. Tiene una gran biblioteca de funciones integradas de propiedades termodinámicas, así como funciones matemáticas, y permite al usuario proveer datos de propiedades adicionales. A diferencia de otros paquetes de software, el EES no resuelve problemas de ingeniería, sólo las ecuaciones que provee el usuario. Por lo tanto, el usuario está obligado a entender el problema y formularlo aplicando las leyes y relaciones físicas adecuadas. Este paquete ahorra considerablemente tiempo y esfuerzo al usuario, simplemente con la resolución de las ecuaciones matemáticas resultantes. Esto hace posible intentar problemas de ingeniería importantes inadecuados para cálculos manuales y llevar a cabo estudios paramétricos de manera rápida y conveniente. El EES es un programa muy poderoso pero intuitivo y fácil de usar, como se muestra en los ejemplos 1-11 y 1-12. Su uso y capacidades se explican en el apéndice 3 del DVD anexo.

EJEMPLO 1-11 Resolución de un sistema de ecuaciones con el EES

La diferencia de dos números es 4 y la suma de los cuadrados de estos dos números es igual a la suma de los mismos más 20. Determine estos dos números.

Solución Se dan las relaciones para la diferencia y la suma de los cuadrados de dos números, los cuales se determinarán.

Análisis Se corre el programa EES con un doble clic en su ícono, se abre un archivo nuevo y se escribe la siguiente ecuación en el espacio en blanco que aparece:

$$x-y = 4$$

$$x\text{^}2+y\text{^}2 = x+y+20$$

que son expresiones matemáticas exactas del enunciado del problema con x y y las cuales denotan a los números desconocidos. La solución para este problema de dos ecuaciones no lineales con dos incógnitas se obtiene con un clic en el ícono de la "calculadora" en la barra de tareas

$$\mathbf{x=5 \quad y \quad y=1}$$

Explicación Observe que todo lo que se hizo fue formular el problema como se habría hecho en papel; el EES se ocupa de los detalles matemáticos de la solución. Observe también que estas ecuaciones pueden ser lineales o no lineales, y que se pueden introducir en cualquier orden ubicando las incógnitas en cualquier lado. Los programas amigables para resolver ecuaciones como el EES permiten al usuario centrar la atención en la física del problema sin tener que preocuparse acerca de las complejidades matemáticas relacionadas con la solución del sistema resultante de ecuaciones.

EJEMPLO 1-12 Análisis de un manómetro de varios fluidos con el EES

Considere el manómetro de varios fluidos analizado en el ejemplo 1-7 y presentado en la figura 1-61. Determine la presión de aire en el recipiente por medio del EES y también determine cuál sería la altura diferencial del fluido h_3 para la misma presión de aire si el mercurio en la última columna se reemplazara por agua de mar con una densidad de 1 030 kg/m^3.

Solución La presión en un recipiente de agua se mide con un manómetro de varios fluidos. Por medio del EES se determinará la presión de aire en el recipiente y la altura diferencial del fluido h_3 si el mercurio se reemplaza por agua de mar.

Análisis Se corre el programa EES con doble clic sobre su ícono, se abre un nuevo archivo y se escribe sobre la pantalla en blanco (la presión atmosférica se expresa en Pa para tener consistencia de unidades):

```
g=9.81
Patm=85600
h1=0.1;   h2=0.2;   h3=0.35
rw=1000;   roil=850;   rm=13600
P1+rw*g*h1+roil*g*h2-rm*g*h3=Patm
```

Aquí P_1 es la única incógnita y se determina mediante el EES como

$$P_1 = 129647 \text{ Pa} \cong \mathbf{130 \text{ kPa}}$$

Lo cual es idéntico al resultado antes obtenido. La altura de la columna de fluido h_3 cuando el mercurio se reemplaza por agua de mar se determina fácilmente al sustituir "h3=0.35" by "P1=129647" y "rm=13600" por "rm=1030", y dar doble clic en el símbolo que representa una calculadora. Se obtiene

$$h_3 = \mathbf{4.62 \text{ m}}$$

Explicación Observe que la pantalla se utilizó como una hoja de papel y se escribió de manera organizada la información pertinente junto con las relaciones aplicables, Mientras que el programa EES hizo el resto. Las ecuaciones se pueden escribir en líneas separadas o en la misma línea separándolas con puntos y comas, insertando líneas en blanco o comentarios para lograr legibilidad. El EES facilita hacer preguntas del tipo "¿qué pasa si...?" y llevar a cabo estudios paramétricos, como se explica en el apéndice 3 del DVD anexo.

El EES también tiene la capacidad de comprobar en las ecuaciones la consistencia de las unidades si éstas se suministran junto con valores numéricos.

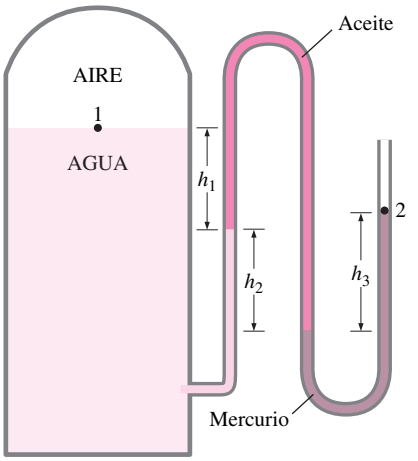


FIGURA 1-61
Esquema para el ejemplo 1-12.

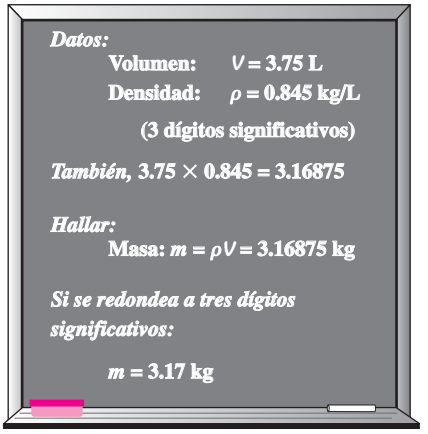

Datos:
Volumen: V = 3.75 L
Densidad: ρ = 0.845 kg/L
(3 dígitos significativos)
También, 3.75 × 0.845 = 3.16875
Hallar:
Masa: m = ρV = 3.16875 kg
Si se redondea a tres dígitos significativos:
m = 3.17 kg

FIGURA 1-62
Un resultado con más dígitos significativos que los de un dato implica, falsamente, más precisión.

Las unidades se pueden especificar dentro de paréntesis cuadrados [ ] después del valor especificado. Cuando se utiliza esta característica, las ecuaciones previas tomarían la siguiente forma:

```
g=9.81 [m/s^2]
Patm=85600 [Pa]
h1=0.1 [m];   h2=0.2 [m];   h3=0.35 [m]
rw=1000 [kg/m^3];   roil=850 [kg/m^3];   rm=13600 [kg/m^3]
P1+rw*g*h1+roil*g*h2-rm*g*h3=Patm
```

Observación acerca de los dígitos significativos

En los cálculos de ingeniería, la información ofrecida en forma de datos suele presentarse hasta cierto número de dígitos significativos, comúnmente tres. En consecuencia, los resultados obtenidos no pueden darse con mayor exactitud que el número de dígitos significativos. Reportar resultados con mayor número de dígitos significativos implica una mayor exactitud de la que existe, y esto se debe evitar.

Un ejemplo de lo anterior es el siguiente: considere un recipiente de 3.75 L lleno de gasolina con una densidad de 0.845 kg/L e intente determinar su masa. Es probable que lo primero que viene a la mente sea multiplicar el volumen y la densidad para obtener 3.16875 kg para la masa, lo cual indica en apariencia que la masa determinada es exacta en hasta seis dígitos significativos. Sin embargo, en realidad la masa no puede ser más exacta que tres dígitos significativos, puesto que tanto el volumen como la densidad son exactos solamente hasta tres dígitos significativos. Por lo tanto, el resultado se debe redondear a tres dígitos y escribir el valor de la masa como 3.17 kg en lugar de lo que aparece en la pantalla de la calculadora. El resultado 3.16875 kg sería correcto sólo si el volumen y la densidad se dieran como 3.75000 L y 0.845000 kg/L, respectivamente. El valor de 3.75 L indica que hay bastante confianza de que el volumen sea exacto dentro de ± 0.01 L, y que no pueda ser 3.74 o 3.76 L. Sin embargo, el volumen puede ser 3.746, 3.750, 3.753, etcétera, ya que todos se redondean a 3.75 L (Fig. 1-62). Es más apropiado retener todos los dígitos durante los cálculos intermedios y hacer el redondeo en el paso final, dado que esto es lo que normalmente hace una computadora.

Al resolver problemas, se supondrá que la información dada es exacta hasta por lo menos en tres dígitos significativos, de manera que si la longitud de una tubería es de 40 m, se supone que es de 40.0 m a fin de justificar el uso de tres dígitos significativos en los resultados finales. También se debe recordar que todos los valores determinados experimentalmente están sujetos a errores de medición que se reflejarán en los resultados. Por ejemplo, si la densidad de una sustancia tiene una incertidumbre de 2 por ciento, entonces la masa determinada con este valor de densidad también tendrá una incertidumbre de 2 por ciento.

Es necesario estar consciente de que a veces se introducen deliberadamente pequeños errores para evitar la búsqueda de datos más exactos. Por ejemplo, cuando se utiliza agua se usa el valor de 1 000 kg/m^3 para la densidad, que es el valor de la densidad del agua pura a 0°C. Usar este valor a 75°C da como resultado un error de 2.5 por ciento puesto que la densidad a esta temperatura es de 975 kg/m^3. Además, los minerales e impurezas del agua introducen un error adicional; en este caso no debe dudarse en redondear los resultados finales a un número razonable de dígitos significativos. Aún más: tener cierto porcentaje de incertidumbre en los resultados del análisis de ingeniería es comúnmente la norma, no la excepción.

RESUMEN

En este capítulo se introducen y analizan los conceptos básicos de la *termodinámica*, la ciencia que trata sobre todo con la energía. La *primera ley de la termodinámica* es simplemente una expresión del principio de la conservación de la energía y afirma que la *energía* es una propiedad termodinámica. La *segunda ley de la termodinámica* sostiene que la energía tiene *calidad* así como *cantidad*, y que los procesos reales ocurren en dirección de la disminución de la calidad de la energía.

Un sistema de masa fija se llama *sistema cerrado* o *masa de control*, y un sistema donde hay transferencia de masa en sus fronteras se denomina *sistema abierto* o *volumen de control*. Las propiedades de un sistema que dependen de la masa se llaman *propiedades extensivas* y las demás *propiedades intensivas*. La *densidad* es masa por unidad de volumen y el *volumen específico* es volumen por unidad de masa.

Se dice que un sistema está en *equilibrio termodinámico* si mantiene el equilibrio térmico, mecánico, de fase y químico. Cualquier cambio de un estado a otro recibe el nombre de *proceso*. Un proceso con estados finales idénticos se denomina *ciclo*. Durante un proceso *cuasiestático* o de *cuasiequilibrio*, el sistema permanece prácticamente en equilibrio todo el tiempo. El estado de un sistema compresible simple se especifica completamente mediante dos propiedades intensivas independientes.

La *ley cero de la termodinámica* establece que dos cuerpos están en equilibrio térmico si ambos tienen la misma lectura de temperatura aun cuando no están en contacto.

Las escalas de temperatura utilizadas en la actualidad en el SI y en el sistema inglés son la *Celsius* y la *Fahrenheit*, respectivamente, las cuales se relacionan con las escalas de temperatura absolutas por

$$T(\text{K}) = T(^\circ\text{C}) + 273.15$$

$$T(\text{R}) = T(^\circ\text{F}) + 459.67$$

Las magnitudes de cada división de 1 K y de 1°C son idénticas, lo mismo que las magnitudes de cada división de 1 R y 1°F. Por lo tanto,

$$\Delta T(\text{K}) = \Delta T(^\circ\text{C}) \quad \text{y} \quad \Delta T(\text{R}) = \Delta T(^\circ\text{F})$$

La fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área se llama *presión,* y su unidad es el *pascal,* 1 Pa = 1 N/m^2. La presión relativa al vacío absoluto se llama *presión absoluta*, y la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica local se llama *presión manométrica.* Las presiones por debajo de la presión atmosférica se llaman *presiones de vacío.* Las presiones absoluta, manométrica y de vacío se relacionan por

$$P_{\text{manométrica}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}} \quad \text{(para presiones por arriba de } P_{\text{atm}})$$

$$P_{\text{vacío}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{abs}} \quad \text{(para presiones por debajo de } P_{\text{atm}})$$

La presión en un punto de un fluido tiene la misma magnitud en todas direcciones. La variación de la presión con la elevación está dada por

$$\frac{dP}{dz} = -\rho g$$

donde la dirección z positiva es hacia arriba. Cuando la densidad del fluido es constante, la diferencia de presión en una capa de fluido de espesor Δz es

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \rho g\, \Delta z$$

Las presiones absoluta y manométrica en un líquido abierto a la atmósfera a una profundidad h desde la superficie libre son

$$P = P_{\text{atm}} + \rho g h \quad \text{o} \quad P_{\text{manométrica}} = \rho g h$$

Las diferencias de presión, pequeñas a moderadas, se miden con un *manómetro*. La presión en un fluido permanece constante en la dirección horizontal. El *principio de Pascal* establece que la presión aplicada a un fluido confinado aumenta la presión en todos lados en la misma cantidad. La presión atmosférica se mide con un *barómetro* y está dada por

$$P_{\text{atm}} = \rho g h$$

donde h es la altura del líquido de la columna.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. American Society for Testing y Materials, *Standards for Metric Practice*, ASTM E 380-79, enero de 1980.
2. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, (2a. ed.), Nueva York, Wiley, 1997.
3. J. A. Schooley, *Thermometry*, Boca Ratón, FL, CRC Press, 1986.

PROBLEMAS*

Termodinámica

1-1C ¿Cuál es la diferencia entre los enfoques clásico y estadístico de la termodinámica?

1-2C ¿Por qué un ciclista adquiere velocidad en un camino cuesta abajo aun cuando no esté pedaleando? ¿Viola esto el principio de la conservación de la energía?

1-3C Un oficinista afirma que una taza de café frío sobre su mesa se calentó hasta 80°C tomando energía del aire circundante, el cual está a una temperatura de 25°C. ¿Hay algo de cierto en esta afirmación? ¿Este proceso viola alguna ley de la termodinámica?

Masa, fuerza y unidades

1-4C ¿Cuál es la diferencia entre libra-masa y libra-fuerza?

1-5C ¿Cuál es la diferencia entre kg-masa y kg-fuerza?

1-6C ¿Cuál es la fuerza neta que actúa sobre un automóvil que viaja a una velocidad constante de 70 km/h, *a*) sobre un camino plano y *b*) en una carretera cuesta arriba?

1-7 Un depósito de plástico de 3 kg que tiene un volumen de 0.2 m^3 es llenado con agua. Si se supone que la densidad de este líquido es 1 000 kg/m^3, determine el peso del sistema combinado.

1-8 Determine la masa y el peso del aire contenido en una habitación cuyas dimensiones son 6 m × 6 m × 8 m. Suponga que la densidad del aire es 1.16 kg/m^3. *Respuestas:* 334.1 kg, 3 277 N

1-9 En la latitud 45°, la aceleración gravitacional como función de la altura z sobre el nivel del mar está dada por $g = a - bz$, donde $a = 9.807\ m/s^2$ y $b = 3.32 \times 10^{-6}\ s^{-2}$. Determine la altura sobre el nivel del mar donde el peso de un objeto disminuiría en 1 por ciento. *Respuesta:* 29 539 m

1-10E Un astronauta de 150 lbm lleva a la Luna su báscula de baño (una balanza de resorte) y una báscula de cruz (que compara masas). Ahí, la gravedad local es $g = 5.48\ ft/s^2$. Determine cuánto pesará: *a*) sobre la báscula de resorte y *b*) sobre la báscula de cruz. *Respuestas: a*) 25.5 lbf; *b*) 150 lbf

1-11 La aceleración de un avión de alta velocidad se expresa en valores de g (múltiplos de aceleración estándar de la gravedad). Determine la fuerza ascendente, en N, que experimentaría un hombre de 90 kg en un avión cuya aceleración es 6 g.

1-12 Una roca de 5 kg se lanza hacia arriba con una fuerza de 150 N en un lugar donde la aceleración gravitacional es 9.79 m/s^2; determine la aceleración de la roca en m/s^2.

1-13 Resuelva el problema 1-12 con el EES (u otro software). Haga una impresión de la solución completa incluyendo los resultados numéricos con las unidades apropiadas.

1-14 El valor de la aceleración gravitacional g disminuye con la altura desde 9.807 m/s^2 al nivel del mar hasta 9.767 m/s^2 a una altitud de 13 000 m, que es por donde viajan los grandes aviones de pasajeros. Determine la reducción porcentual de peso de un avión que vuela a 13 000 m con relación a su peso al nivel del mar.

Sistemas, propiedades, estado y procesos

1-15C La mayor parte de la energía térmica que se genera en el motor de un automóvil se transfiere al aire mediante el radiador por el que circula agua. ¿El radiador se debe analizar como un sistema cerrado o como un sistema abierto? Explique su respuesta.

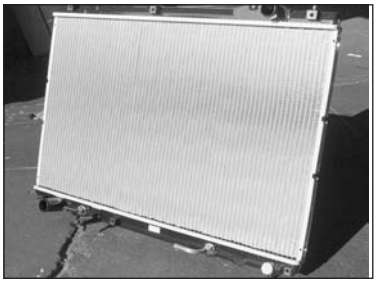


FIGURA P1-15C

© The McGraw-Hill Companies, Inc./Jill Braaten, fotógrafo

1-16C Una lata de bebida carbonatada a temperatura ambiente se mete al refrigerador para que se enfríe. ¿Consideraría a la lata como un sistema cerrado o como un sistema abierto? Explique su respuesta.

1-17C ¿Cuál es la diferencia entre propiedades intensivas y extensivas?

1-18C ¿Para que un sistema esté en equilibrio termodinámico la temperatura y la presión tienen que ser las mismas en todas partes?

1-19C ¿Qué es un proceso en cuasiequilibrio? ¿Cuál es su importancia en ingeniería?

1-20C Defina los procesos isotérmico, isobárico e isocórico.

1-21C ¿Cuál es el postulado de estado?

1-22C ¿El estado del aire en una habitación completamente aislada se especifica por completo mediante la temperatura y la presión? Explique su respuesta.

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con el ícono se resuelven mediante el EES y las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES que acompaña a este libro.

1-23C ¿Qué es un proceso de flujo estable?

1-24C ¿Qué es la densidad relativa? ¿Cómo se relaciona con la densidad?

1-25 La densidad del aire atmosférico varía con la altura, disminuye con el aumento de altitud. *a*) Con los datos de la tabla obtenga una relación para la variación de densidad con la altura y calcule la densidad a una elevación de 7 000 m. *b*) Calcule la masa de la atmósfera con la correlación obtenida. Suponga que la Tierra es una esfera perfecta con un radio de 6 377 km, y tome el espesor de la atmósfera como 25 km.

z, km	ρ, kg/m^3
6 377	1.225
6 378	1.112
6 379	1.007
6 380	0.9093
6 381	0.8194
6 382	0.7364
6 383	0.6601
6 385	0.5258
6 387	0.4135
6 392	0.1948
6 397	0.08891
6 402	0.04008

Temperatura

1-26C ¿Qué es la ley cero de la termodinámica?

1-27C ¿Cuáles son las escalas de temperatura ordinaria y absoluta en el SI y en el sistema inglés?

1-28C Considere un termómetro de alcohol y otro de mercurio que marcan exactamente 0°C en el punto de hielo y 100°C en el punto de vapor. La distancia entre los dos puntos se divide en 100 partes iguales en ambos termómetros. ¿Cree que estos termómetros darán exactamente la misma lectura a una temperatura de, por ejemplo, 60°C? Explique su respuesta.

1-29 La temperatura de una persona saludable es 37°C. ¿Cuál es el valor en kelvins?

1-30E Considere un sistema cuya temperatura es de 18°C. Exprese esta temperatura en R, K y °F.

1-31 La temperatura de un sistema aumenta en 15°C durante un proceso de calentamiento. Exprese este incremento de temperatura en kelvins.

1-32E La temperatura de un sistema disminuye 45°F durante un proceso de enfriamiento. Exprese esta reducción de temperatura en K, R y °C.

1-33 Considere dos sistemas cerrados (A y B). El A contiene 3 000 kJ de energía térmica a 20°C, en tanto que el B contiene 200 kJ de energía térmica a 50°C. Los dos sistemas se ponen en contacto. Determine la dirección de cualquier transferencia de calor entre los dos sistemas.

Presión, manómetro y barómetro

1-34C ¿Cuál es la diferencia entre la presión manométrica y la absoluta?

1-35C Explique por qué a grandes alturas algunas personas experimentan hemorragia nasal y otras dificultad para respirar.

1-36C Alguien afirma que la presión absoluta en un líquido de densidad constante se duplica si la profundidad aumenta al doble. ¿Está de acuerdo? Explique su respuesta.

1-37C Un diminuto cubo de acero se suspende en agua a través de una cuerda. Si las longitudes de los lados del cubo son muy pequeñas, ¿cómo compararía las magnitudes de las presiones arriba, abajo y a los lados del cubo?

1-38C Exprese la ley de Pascal y dé un ejemplo real en relación con esta ley.

1-39C Considere dos ventiladores idénticos que giran a velocidades también idénticas, uno se halla al nivel del mar y el otro en la cima de una gran montaña. ¿Cómo compararía *a*) los flujos volumétricos y *b*) los flujos másicos de estos dos ventiladores?

1-40 Un medidor de vacío conectado a una cámara indica 35 kPa en un lugar donde la presión atmosférica es de 92 kPa. Determine la presión absoluta de la cámara.

1-41E Se utiliza un manómetro para medir la presión de aire en un recipiente. El fluido utilizado tiene una densidad relativa de 1.25 y la diferencia de altura entre las dos ramas del manómetro es de 28 pulgadas. Si la presión atmosférica local es de 12.7 psia, determine la presión absoluta en el recipiente para los casos de la rama del manómetro con *a*) el mayor nivel de fluido y *b*) el menor nivel de fluido.

1-42 El agua dentro de un recipiente se presuriza con aire y la presión se mide con un manómetro de varios fluidos como se muestra en la figura P1-42. Determine la presión manomé-

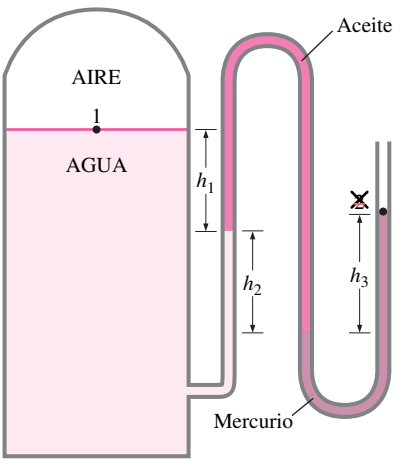


FIGURA P1-42

trica del aire en el recipiente si $h_1 = 0.2$ m, $h_2 = 0.3$ m y $h_3 = 0.46$ m. Considere las densidades del agua, el aceite y el mercurio como 1 000 kg/m^3, 850 kg/m^3 y 13 600 kg/m^3, respectivamente.

1-43 Determine la presión atmosférica en una localidad donde la lectura barométrica es de 750 mm Hg. Considere la densidad del mercurio como 13 600 kg/m^3.

1-44 La presión manométrica en un líquido a una profundidad de 3 m es de 28 kPa. Determine la presión manométrica en el mismo líquido a una profundidad de 9 m.

1-45 La presión absoluta en agua a una profundidad de 5 m es de 145 kPa. Determine *a*) la presión atmosférica local y *b*) la presión absoluta a una profundidad de 5 m en un líquido cuya densidad relativa es de 0.85 en el mismo lugar.

1-46E Demuestre que 1 kgf/cm^2 = 14.223 psi.

1-47E Un hombre que pesa 200 lb tiene una huella con un área total de 72 pulg^2. Determine la presión que ejerce este hombre sobre el piso si *a*) se para sobre ambos pies y *b*) si se para sobre un solo pie.

1-48 Considere a una mujer de 70 kg cuya huella tiene un área de 400 cm^2. La mujer desea caminar en la nieve, pero ésta no puede soportar presiones mayores de 0.5 kPa. Determine el tamaño mínimo de las raquetas para nieve que debe usar (área de huella por raqueta) para permitirle caminar sobre la nieve sin hundirse.

1-49 Un medidor de vacío conectado a un recipiente indica 15 kPa en un lugar donde la lectura barométrica es de 750 mm Hg. Determine la presión absoluta en el recipiente y considere $\rho_{Hg} = 13\,590$ kg/m^3. *Respuesta:* 85.0 kPa

1-50E Un medidor de presión conectado a un recipiente registra 500 kPa en un lugar donde la lectura barométrica es 29.1 mm Hg. Determine la presión absoluta en el recipiente. Considere $\rho_{Hg} = 848.4$ lbm/ft^3. *Respuesta:* 64.3 psia

1-51 Un medidor de presión conectado a un recipiente registra 500 kPa en un lugar donde la presión atmosférica es de 94 kPa. Determine la presión absoluta en el recipiente.

1-52 El barómetro de un montañista registra 930 mbars al principio de un ascenso y 780 mbars al final. Sin considerar el efecto de la altitud sobre la aceleración gravitacional local, determine la distancia vertical escalada. Suponga una densidad promedio del aire a 1.20 kg/m^3. *Respuesta:* 1 274 m

1-53 El barómetro básico se puede utilizar para medir la altura de un edificio. Si las lecturas barométricas en la parte superior y en la base del edificio son 730 y 755 mm Hg respectivamente, determine la altura del edificio. Tome las densidades del aire y del mercurio como 1.18 kg/m^3 y 13 600 kg/m^3, respectivamente.

FIGURA P1-53

© Vol. 74/Corbis

1-54 Resuelva el problema 1-53 con el software EES (u otro). Imprima la solución completa e incluya los resultados numéricos con las unidades apropiadas.

1-55 Determine la presión ejercida sobre un buzo a 30 m por debajo de la superficie libre del mar. Suponga una presión barométrica de 101 kPa y una densidad relativa de 1.03 para el agua del mar. *Respuesta:* 404.0 kPa

1-56E Determine la presión ejercida sobre un submarino que navega a 175 pies por debajo de la superficie libre del mar. Suponga que la presión barométrica es 14.7 psia y que la densidad relativa del agua de mar es 1.03.

1-57 Un gas está contenido en un dispositivo vertical de cilindro y émbolo entre los que no hay fricción. El émbolo tiene una masa de 4 kg y un área de sección transversal de 35 cm^2. Un resorte comprimido sobre el émbolo ejerce una fuerza de 60 N. Si la presión atmosférica es de 95 kPa, calcule la presión dentro del cilindro. *Respuesta:* 123.4 kPa

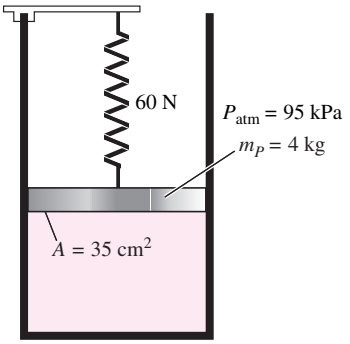


FIGURA P1-57

1-58 Vuelva al problema 1-57 y con el software EES (u otro) investigue el efecto de la fuerza del resorte en el intervalo de 0 a 500 N sobre la presión dentro del cilindro. Grafique la presión en función de la fuerza del resorte y analice los resultados.

1-59 Se conectan un medidor y un manómetro a un recipiente de gas para medir su presión. Si la lectura en el medidor es 80 kPa, determine la distancia entre los dos niveles de fluido del manómetro si éste es *a*) mercurio (ρ = 13 600 kg/m^3) o *b*) agua (ρ = 1 000 kg/m^3).

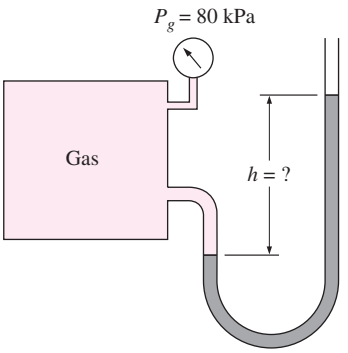


FIGURA P1-59

1-60 Vuelva al problema 1-59 y con el software EES (u otro) investigue el efecto de la densidad del fluido del manómetro en el intervalo de 800 a 13 000 kg/m^3 sobre la diferencia de altura del manómetro. Grafique la diferencia de altura del fluido en función de la densidad y analice los resultados.

1-61 Un manómetro que contiene aceite (ρ = 850 kg/m^3) se conecta a un recipiente lleno de aire. Si la diferencia del nivel de aceite entre ambas columnas es de 60 cm y la presión atmosférica es de 98 kPa, determine la presión absoluta del aire en el recipiente. *Respuesta:* 103 kPa

1-62 Un manómetro de mercurio (ρ = 13 600 kg/m^3) se conecta a un tubo de aire para medir la presión interna. La diferencia entre los niveles del manómetro es de 15 mm y la presión atmosférica es 100 kPa. *a*) A partir de la figura P1-62 determine si la presión en el tubo está por arriba o por debajo de la presión atmosférica. *b*) Determine la presión absoluta en el tubo.

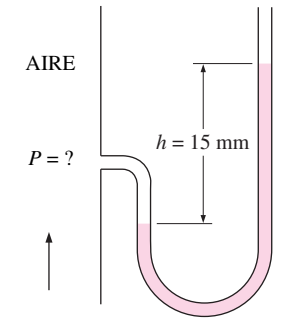


FIGURA P1-62

1-63 Repita el problema 1-62 para una diferencia de altura de mercurio de 45 mm.

1-64 Comúnmente la tensión arterial se mide con un saco cerrado y lleno de aire provisto de un medidor de presión, el cual se enrolla alrededor de la parte superior del brazo de una persona, al nivel del corazón. Con un manómetro de mercurio y un estetoscopio, se miden la presión sistólica (la presión máxima cuando el corazón está bombeando) y la presión diastólica (la presión mínima cuando el corazón está en reposo) en mm Hg. En una persona sana, estas presiones se hallan en alrededor de 120 mm Hg y 80 mm Hg, respectivamente, y se indican como 120/80. Exprese ambas presiones manométricas en kPa, psi y en metros columna de agua.

1-65 La tensión arterial máxima en la parte superior del brazo de una persona saludable es de alrededor de 120 mm Hg. Si un tubo vertical abierto a la atmósfera se conecta a la vena del brazo, determine cuánto ascenderá la sangre en el tubo. Considere la densidad de la sangre como 1 050 kg/m^3.

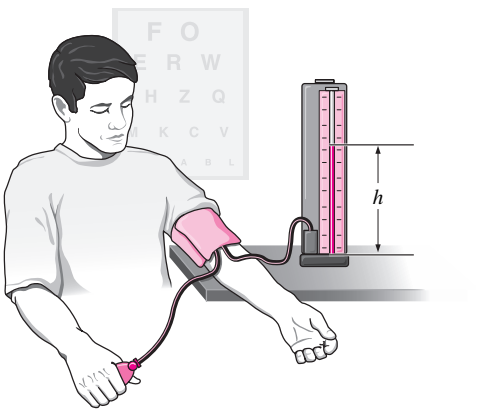


FIGURA P1-65

1-66 Un hombre de 1.8 m de altura está parado verticalmente en una piscina y sumergido completamente en el agua. Determine la diferencia entre las presiones que actúan en la cabeza y la punta del pie de este hombre, en kPa.

1-67 Considere un tubo en U cuyas ramas están abiertas a la atmósfera. Ahora se agrega agua dentro del tubo desde un extremo y aceite ligero (ρ = 790 kg/m^3) desde el otro. Una de estas ramas contiene 70 cm de agua, mientras que la otra contiene ambos fluidos con una relación de altura aceite-agua de 4. Determine la altura de cada fluido en esta rama.

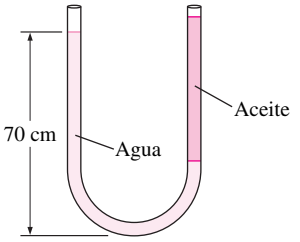


FIGURA P1-67

1-68 Un elevador hidráulico en un taller automotriz tiene un diámetro de 30 cm y se utiliza para levantar automóviles de hasta 2 000 kg. Determine la presión manométrica del fluido que se debe mantener en el recipiente.

1-69 Agua dulce y de mar fluyen en tuberías horizontales paralelas conectadas entre sí mediante un manómetro de tubo en doble U, como se muestra en la figura P1-69. Determine la diferencia de presión entre las dos tuberías, considerando la densidad del agua de mar a ese punto de ρ = 1 035 kg/m^3. ¿Se puede ignorar la columna de aire en el análisis?

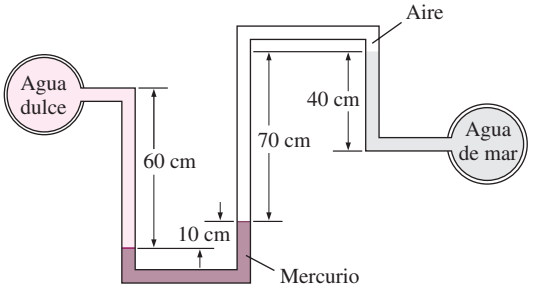


FIGURA P1-69

1-70 Repita el problema 1-69 reemplazando aire por aceite cuya densidad relativa es de 0.72.

1-71E La presión en una tubería de gas natural se mide con el manómetro mostrado en la figura P1-71E, en el que una de las ramas se halla abierta a la atmósfera. La presión atmosférica local es de 14.2 psia. Determine la presión absoluta en la tubería.

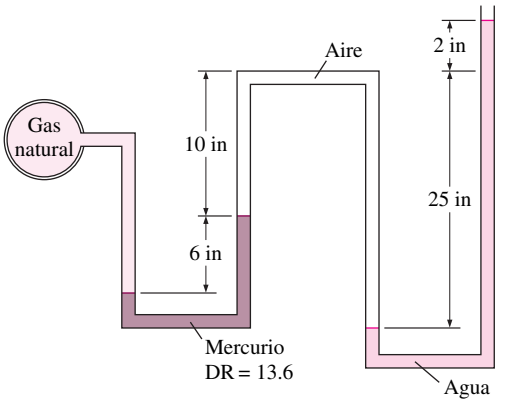


FIGURA P1-71E

1-72E Repita el problema 1-71E reemplazando aire por aceite cuya densidad relativa es de 0.69.

1-73 La presión manométrica del aire medida en el recipiente mostrado en la figura P1-73 resultó en 80 kPa. Determine la diferencia de altura h de la columna de mercurio.

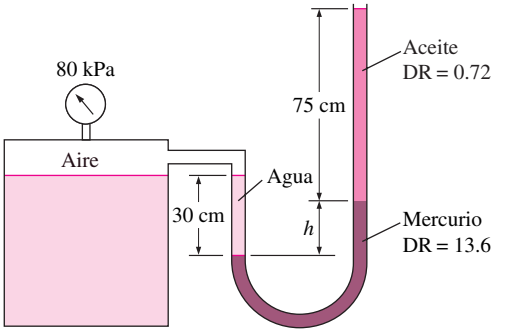


FIGURA P1-73

1-74 Repita el problema 1-73 para una presión manométrica de 40 kPa.

1-75 La parte superior de un depósito de agua se divide en dos compartimentos, como se ilustra en la figura P1-75. Se

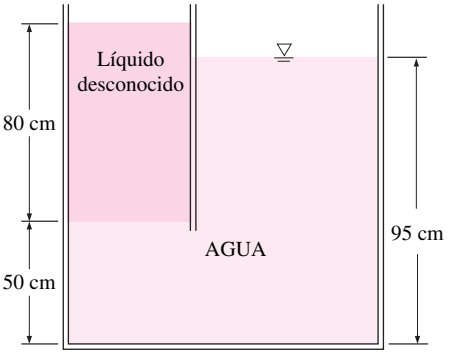


FIGURA P1-75

vierte por un lado un fluido de densidad desconocida y el nivel del agua aumenta cierta cantidad en el otro extremo para compensar este efecto. Con base en las alturas de líquido finales determine la densidad del fluido agregado. Suponga que el líquido no se mezcla con el agua.

1-76 Considere un manómetro de fluido doble unido a un tubo de aire, como se muestra en la figura P1-76. Si la densidad relativa de un fluido es 13.55, determine la densidad relativa del otro para la presión absoluta de aire indicada. Tome la presión atmosférica como 100 kPa. *Respuesta:* 5.0

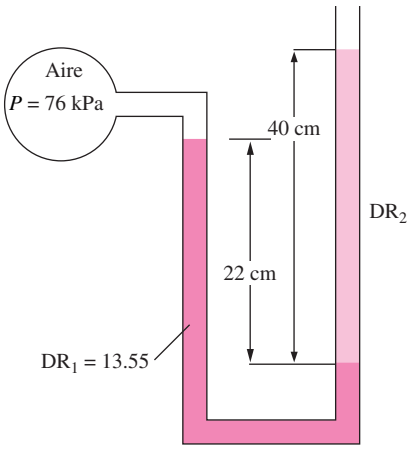


FIGURA P1-76

1-77 Considere el sistema mostrado en la figura P1-77. Determine la relación de A_2/A_1 si un cambio de 0.7 kPa en la presión de aire provoca que la interfase salmuera-mercurio haga disminuir en 5 mm el nivel de la salmuera en la columna derecha, mientras la presión en la tubería de la salmuera permanece constante.

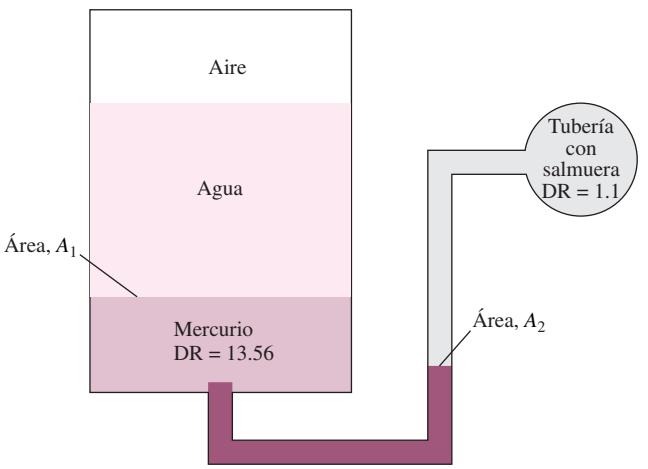


FIGURA P1-77

1-78 Un recipiente con varios líquidos se conecta a un tubo en U, como se ilustra en la figura P1-78. Determine la presión manométrica en A para las densidades relativas y las alturas de columna de líquido especificadas. Asimismo, determine la altura de una columna de mercurio que crearía la misma presión en A. *Respuestas:* 0.471 kPa, 0.353 cm

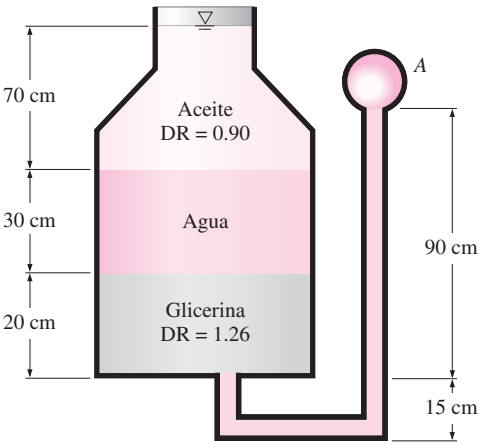


FIGURA P1-78

Solución de problemas de ingeniería y EES

1-79C ¿Cuál es el valor de los paquetes de software para ingeniería en *a*) educación de la ingeniería y *b*) práctica de la ingeniería?

1-80 Determine una raíz real positiva de esta ecuación por medio del EES:

$$2x^3 - 10x^{0.5} - 3x = -3$$

1-81 Resuelva el siguiente sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas por medio del EES:

$$x^3 - y^2 = 7.75$$
$$3xy + y = 3.5$$

1-82 Resuelva este sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas utilizando el EES:

$$2x - y + z = 5$$
$$3x^2 + 2y = z + 2$$
$$xy + 2z = 8$$

1-83 Resuelva este sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas con el EES:

$$x^2y - z = 1$$
$$x - 3y^{0.5} + xz = -2$$
$$x + y - z = 2$$

1-84E El calor específico se define como la cantidad de energía necesaria para incrementar en un grado la temperatura de una masa unitaria de cierta sustancia. El calor específico del agua a temperatura ambiente es 4.18 kJ/kg · °C en el SI de unidades. Por medio de la función de conversión de unidades del EES, exprese el calor específico del agua en unidades de *a*) kJ/kg · K, *b*) Btu/lbm · F, *c*) Btu/lbm · R y *d*) kCal/kg · °C.
Respuestas: a) 4.18, *b*) *c*) *d*) 0.9984

Problemas de repaso

1-85 Un elevador hidráulico se va a usar para levantar un peso de 2 500 kg colocando otro peso de 25 kg sobre un primer pistón cuyo diámetro es de 10 cm. Determine el diámetro del pistón sobre el que se va a colocar el peso.

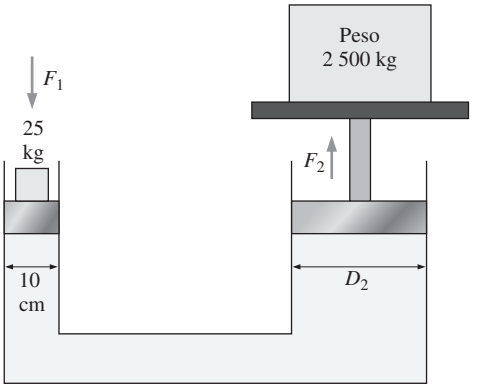


FIGURA P1-85

1-86 Un dispositivo vertical que consta de un émbolo y un cilindro contiene un gas a una presión de 100 kPa. El émbolo tiene una masa de 5 kg y un diámetro de 12 cm, y la presión del gas se incrementará colocando algunas pesas sobre el émbolo. Determine la presión atmosférica local y la masa de las pesas que duplicarán la presión del gas dentro del cilindro. *Respuestas:* 95.7 kPa, 115.3 kg

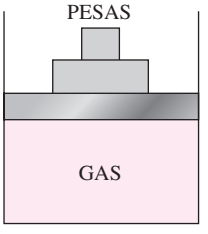


FIGURA P1-86

1-87 El piloto de un avión lee una altitud de 3 000 m y una presión absoluta de 58 kPa cuando vuela sobre una ciudad. Calcule en kPa y en mm Hg la presión atmosférica local en esa ciudad. Tome las densidades del aire y el mercurio como 1.15 kg/m^3 y 13 600 kg/m^3, respectivamente.

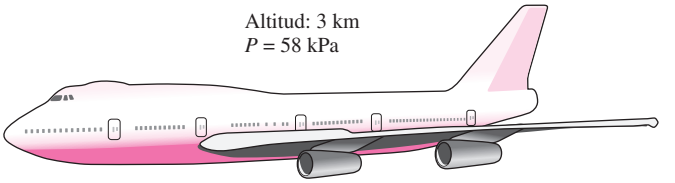


FIGURA P1-87

1-88 El peso de los cuerpos cambia un poco de un lugar a otro como resultado de la variación debido a la altura en la aceleración gravitacional g. Si esta variación se explica con la relación del problema 1-9, determine el peso de una persona de 80 kg al nivel del mar (z = 0), en Denver (z = 1 610 m) y en la cima del Everest (z = 8 848 m).

1-89 Un hombre va a un mercado tradicional a comprar carne para la cena. Encuentra un corte de 12 onzas (1 lbm = 16 onzas) por 3.15 dólares. Después se dirige al mercado internacional de al lado y encuentra el mismo corte de 320 gramos de calidad idéntica al anterior por 2.80 dólares. ¿Cuál es la mejor compra?

1-90 La fuerza reactiva que desarrolla un motor para empujar un aeroplano hacia delante se llama empuje. El empuje desarrollado por el motor de un Boeing 777 es de alrededor de 85 000 libras, expréselo tanto en N como en kgf.

1-91E La eficiencia de un refrigerador aumenta 3 por ciento por cada incremento de °C en la temperatura mínima en el dispositivo. ¿Cuál es el incremento en la eficiencia por cada aumento de temperatura expresado en *a*) K, *b*) °F y *c*) R?

1-92E La temperatura de ebullición del agua disminuye cerca de 3°C por cada incremento de 1 000 m en la altitud. Por cada 1 000 m de aumento en la altitud, ¿cuál es la reducción en la temperatura de ebullición en *a*) K, *b*) °F y *c*) R?

1-93E La temperatura corporal promedio de una persona aumenta casi 2°C cuando realiza ejercicio intenso. ¿Cuál es el aumento en la temperatura del cuerpo en *a*) K, *b*) °F y *c*) R?

1-94E La hipertemia de 5°C (es decir, el aumento en 5°C sobre la temperatura corporal normal) se considera fatal. Exprese este nievl en *a*) K, *b*) °F y *c*) R.

1-95E Una casa pierde calor a una tasa de 4 500 kJ/h por °C de diferencia entre las temperaturas interna y externa. Exprese la tasa de pérdida de calor en *a*) K, *b*) °F y *c*) R de diferencia entre las temperaturas interior y exterior.

1-96 La temperatura promedio de la atmósfera en el mundo se calcula como una función de la altitud mediante la relación

$$T_{atm} = 288.15 - 6.5z$$

donde T_{atm} es la temperatura de la atmósfera en K, y z es la altura en km con $z = 0$ a nivel del mar. Determine la temperatura promedio de la atmósfera fuera de un avión que vuela a una altura de 12 000 m.

1-97 Joe Smith, un estudiante de ingeniería tradicional cree que la temperatura de ebullición del agua es más apropiada como punto de referencia en las escalas de temperatura. Inconforme con el hecho de que la temperatura de ebullición corresponde a algún número impar en las escalas de temperatura absoluta actuales, propuso una nueva escala lineal de temperatura absoluta a la que llama escala Smith, cuya unidad de temperatura es el *smith*, denotado por S, y en la que la temperatura de ebullición del agua se asigna como 1 000 S. Desde un punto de vista termodinámico, analice si ésta es una escala de temperatura aceptable. También, determine la temperatura de congelación del agua en la escala Smith y obtenga una relación entre las escalas Smith y Celsius.

1-98E Es bien sabido que el aire se siente mucho más frío de lo que indica la lectura del termómetro en un clima ventoso, debido al "efecto de congelación" del viento. Este efecto de debe al aumento del coeficiente de transferencia de calor por convección con el incremento de las velocidades del aire. La *temperatura equivalente de enfriamiento del viento* en °F está dada por [ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA, 1993), p. 8.15]

$$T_{equiv} = 91.4 - (91.4 - T_{ambiente}) \times 0.475 - 0.0203V + 0.304\sqrt{V}$$

donde V es la velocidad del viento en millas/h y $T_{ambiente}$ es la temperatura ambiente en °F del aire en calma, el cual se considera como el aire con vientos ligeros a velocidades de hasta 4 millas/h. La constante 91.4°F en la ecuación anterior está a la temperatura promedio que posee la piel de una persona que se halla en reposo y en un ambiente confortable. El aire con viento a la temperatura $T_{ambiente}$ y velocidad V se sentirá tan frío como el aire en calma a la temperatura T_{equiv}. Con factores de conversión apropiados obtenga una relación equivalente en SI donde V es la velocidad del viento en km/h y $T_{ambiente}$ es la temperatura del aire ambiente en °C.

Respuesta: $T_{equiv} = 33.0 - (33.0 - T_{ambiente}) \times (0.475 - 0.0126V + 0.240\sqrt{V})$

1-99E Vuelva al problema 1-98E y mediante el software EES (u otro) grafique las temperaturas equivalentes de enfriamiento del aire en °F como una función de la velocidad del viento en el intervalo entre 4 y 100 mph para temperaturas ambiente de 20, 40 y 60°F. Explique los resultados.

1-100 Un sistema de aire acondicionado requiere que una sección de 20 m de largo de un tubo de 15 cm de diámetro sea colocada bajo el agua. Determine la fuerza ascensional que ejercerá el agua sobre el tubo. Tome las densidades del aire y del agua como 1.3 kg/m^3 y 1 000 kg/m^3, respectivamente.

1-101 Los globos aerostáticos se llenan con gas helio debido a que su peso es solamente un séptimo del peso del aire en condiciones idénticas. La fuerza de flotación, que se puede expresar como $F_b = \rho_{aire} g V_{globo}$, empujará el globo hacia arriba. Si el globo tiene un diámetro de 10 m y lleva dos personas de 70 kg cada una, determine la aceleración del globo al momento de liberarlo. Suponga que la densidad del aire es $\rho = 1.16$ kg/m^3, e ignore el peso de las cuerdas y la canasta. *Respuesta:* 16.5 m/s^2

FIGURA P1-101

1-102 Vuelva al problema 1-101 y por medio del software EES (u otro) investigue el efecto del número de personas que transporta un globo en aceleración. Grafique la aceleración en función del número de personas y analice los resultados.

1-103 Determine la máxima cantidad de carga en kg que puede transportar el globo descrito en el problema 1-101. *Respuesta:* 520.5 kg

1-104E La presión en una caldera de vapor es de 92 kgf/cm^2. Exprese esta presión en kPa, atm y bars.

1-105 El barómetro básico se puede usar en aviones como un dispositivo para medir la altitud. El control de tierra reporta una lectura barométrica de 753 mm Hg mientras que la lectura del piloto es de 690 mm Hg. Estime la altitud del avión desde el nivel del suelo si la densidad del aire promedio es de 1.20 kg/m^3. *Respuesta:* 714 m

1-106 La mitad inferior de un recipiente cilíndrico de 10 m de altura se llena con agua (ρ = 1 000 kg/m^3) y la mitad superior con aceite que tiene una densidad relativa de 0.85. Determine la diferencia de presión entre la parte superior y el fondo del cilindro. *Respuesta:* 90.7 kPa

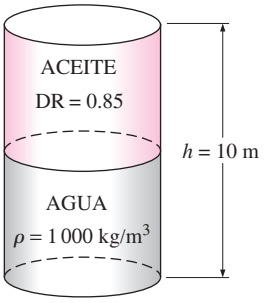


FIGURA P1-106

1-107 Un dispositivo vertical sin fricción que consta de un cilindro y un émbolo contiene un gas a una presión absoluta de 250 kPa. La presión atmosférica en el exterior es 100 kPa y el área del émbolo es de 30 cm^2. Determine la masa del émbolo.

1-108 Una olla de presión cocina mucho más rápido que una cacerola ordinaria al mantener más altas en su interior la presión y la temperatura. La tapa de una olla de presión está bien sellada y el vapor escapa sólo por una abertura en la parte media de la tapa. Una pieza metálica independiente, la válvula de seguridad, se coloca sobre esta abertura y evita que el vapor escape hasta que la fuerza de la presión supere el peso de la válvula. De esta manera, el escape periódico del vapor evita cualquier acumulación de presión potencialmente peligrosa y la mantiene en el interior a un valor constante. Determine la masa de la válvula de una olla cuya presión de operación es de 100 kPa manométricos y tiene un área en la sección transversal de la abertura de 4 mm^2. Suponga una presión atmosférica de 101 kPa y dibuje el diagrama de cuerpo libre de la válvula. *Respuesta:* 40.8 g

FIGURA P1-108

1-109 Un tubo de vidrio se inserta en una tubería de agua tal como se muestra en la figura P1-109. Si la presión del agua en el fondo del tubo es 115 kPa y la presión atmosférica local es de 92 kPa, determine cuántos metros ascenderá el agua en el tubo. Tome la densidad del agua como 1 000 kg/m^3.

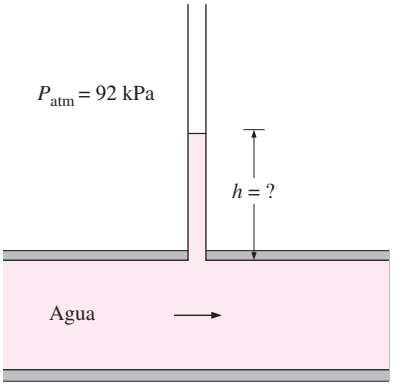


FIGURA P1-109

1-110 La presión atmosférica promedio sobre la Tierra se aproxima como una función de la altitud por medio de la relación P_{atm} = 101.325 $(1 - 0.02256z)^{5.256}$, donde P_{atm} es la presión atmosférica en kPa y z es la altitud en km con z = 0 a nivel del mar. Determine las presiones atmosféricas aproximadas en Atlanta (z = 306 m), Denver (z = 1 610 m), la ciudad de México (z = 2 309 m) y la cima del Monte Everest (z = 8 848 m).

1-111 Al medir pequeñas diferencias de presión con un manómetro es común inclinar un extremo de éste con la finalidad de mejorar la exactitud de la lectura. (La diferencia de presión es todavía proporcional a la distancia *vertical* pero no a la longitud real del fluido a lo largo del tubo.) Se medirá la presión del aire en un ducto circular utilizando un manómetro cuyo extremo abierto está inclinado 35° con respecto al plano horizontal, según se ilustra en la figura P1-111. La densidad del líquido en el manómetro es de 0.81 kg/L y la distancia vertical entre los niveles de fluido en los dos extremos del manómetro es de 8 cm. Determine la presión manométrica del aire en el ducto y la longitud de la columna del fluido en el extremo inclinado, a partir del nivel del fluido en el extremo vertical.

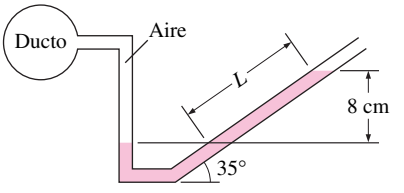


FIGURA P1-111

1-112E En los extremos abiertos a la atmósfera de un tubo en U se vierten volúmenes iguales de agua y aceite ligero ($\rho = 49.3$ lbm/ft^3) Una persona sopla por el lado del aceite hasta que la superficie de contacto de los dos fluidos se mueve hacia el fondo del tubo y se igualan los niveles de líquido en ambos extremos. Si la altura del fluido en cada extremo es de 30 pulgadas, determine la presión manométrica que ejerce la persona sobre el aceite.

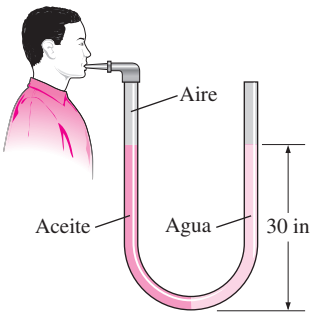


FIGURA P1-112E

1-113 Las infusiones intravenosas se introducen comúnmente por gravedad al colgar la botella de líquido a una altura suficiente para contrarrestar la tensión arterial en la vena y forzar la entrada del líquido en el cuerpo. Mientras más alta se coloque la botella mayor será el flujo. *a*) Si se observa que las presiones del líquido y la sangre se equilibran cuando la botella está a 1.2 m por encima del nivel del brazo, determine la presión manométrica de la sangre. *b*) Si la presión manométrica del líquido al nivel del brazo necesita ser de 20 kPa para un flujo suficiente, determine la altura a la que se debe colocar la botella. Considere la densidad del líquido como 1 020 kg/m^3.

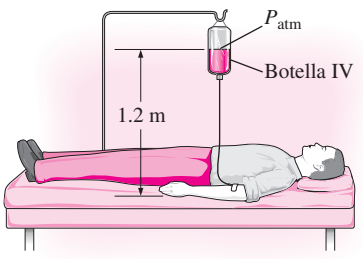


FIGURA P1-113

1-114 Una línea de gasolina está conectada a un medidor de presión por medio de un manómetro en doble U, como se muestra en la figura P1-114. Si la lectura del medidor de presión es de 370 kPa, determine la presión manométrica de la línea de gasolina.

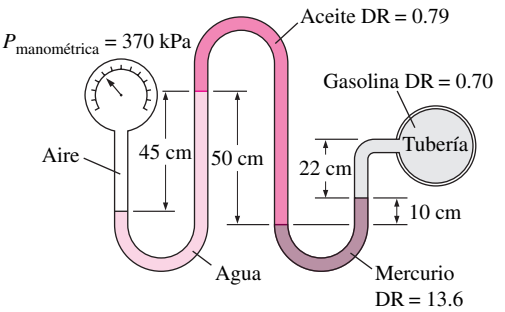


FIGURA P1-114

1-115 Repita el problema 1-114 para una lectura de 180 kPa en el medidor de presión.

1-116E Una tubería con agua se conecta a un manómetro en forma de doble U, como el presentado en la figura P1-116E, el cual está situado en un lugar donde la presión atmosférica local es de 14.2 psia. Determine la presión absoluta en el centro de la tubería.

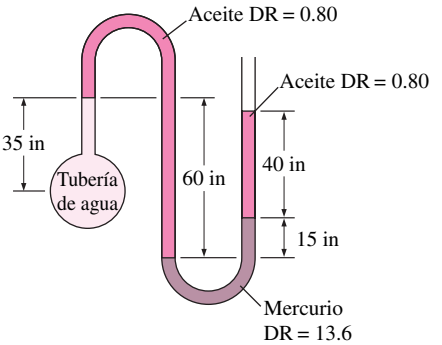


FIGURA P1-116E

1-117 Se sabe bien que la temperatura de la atmósfera varía con la altitud. En la troposfera, que se extiende a una altitud de 11 km, por ejemplo, la variación de temperatura se puede calcular mediante $T = T_0 - \beta z$, donde T_0 es la temperatura al nivel del mar, que se puede tomar como 288.15 K y $\beta = 0.0065$ K/m. La aceleración gravitacional también cambia con la altitud, de manera que $g(z) = g_0/(1 + z/6\ 370\ 320)^2$ donde $g_0 = 9.807$ m/s^2 y z es la elevación desde el nivel del mar en metros. Obtenga una relación para la variación de presión en la troposfera *a*) ignorando la variación de g con la altitud y *b*) considerándola.

1-118 La variación de la presión con la densidad en una capa gruesa de gas está dada por $P = C\rho^n$, donde C y n son constantes. Si se toma en cuenta que el cambio de presión en

una capa diferencial de fluido dz en la dirección vertical z está dada como $dP = -\rho g\, dz$, obtenga una relación para la presión como una función de la elevación z. Considere la presión y la densidad en $z = 0$ como P_0 y ρ_0, respectivamente.

1-119 Para medir presión, los transductores de presión generan señales analógicas que se hallan normalmente en el intervalo entre 4 mA y 20 mA, o entre 0 V cd y 10 V cd, como respuesta a la presión aplicada. El sistema cuyo esquema se muestra en la figura P1-119 se puede usar para calibrar transductores de presión. Un recipiente rígido se llena con aire presurizado y la presión se mide con un manómetro, mientras una válvula regula la presión. Tanto ésta como la señal eléctrica se miden al mismo tiempo para varias configuraciones y los resultados se tabulan. Para el conjunto de mediciones, obtenga la curva de calibración en la forma de $P = aI + b$, donde a y b son constantes, y calcule la presión que corresponde a una señal de 10 mA.

Δh, mm	28.0	181.5	297.8	413.1	765.9
I, mA	4.21	5.78	6.97	8.15	11.76
Δh, mm	1 027	1 149	1 362	1 458	1 536
I, mA	14.43	15.68	17.86	18.84	19.64

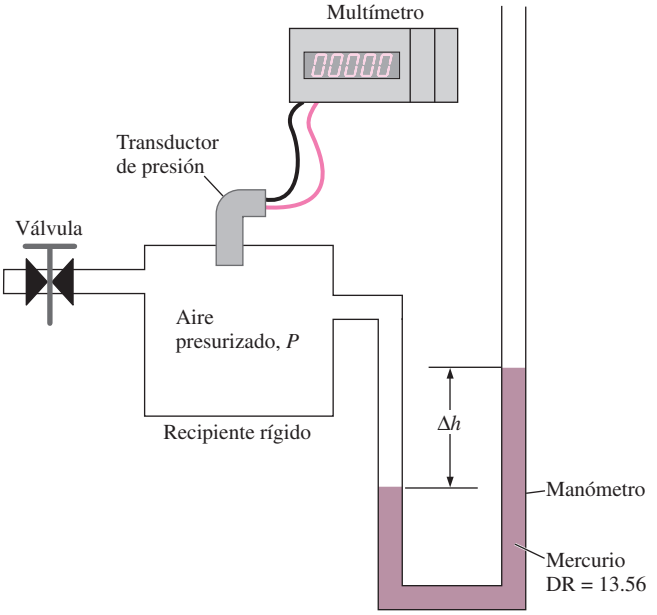


FIGURA P1-119

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

1-120 Cierto pez nada 5 m por debajo de la superficie libre del agua. El aumento en la presión ejercida sobre el pez cuando se sumerge a una profundidad de 45 m por debajo de la superficie libre es

a) 392 Pa *b*) 9 800 Pa *c*) 50 000 Pa
d) 392 000 Pa *e*) 441 000 Pa

1-121 Las presiones atmosféricas en la parte superior e inferior de un edificio se leen con un barómetro y son 96.0 y 98.0 kPa. Si la densidad del aire es de 1.0 kg/m^3, la altura del edificio es

a) 17 m *b*) 20 m *c*) 170 m
d) 204 m *e*) 252 m

1-122 Una manzana pierde 4.5 kJ de calor al enfriarse por °C de disminución en su temperatura. La cantidad de calor que pierde la manzana por °F de descenso en su temperatura es

a) 1.25 kJ *b*) 2.50 kJ *c*) 5.0 kJ
d) 8.1 kJ *e*) 4.1 kJ

1-123 Una piscina tiene 2 m de profundidad; la diferencia de presión entre la parte superior y el fondo es

a) 12.0 kPa *b*) 19.6 kPa *c*) 38.1 kPa
d) 50.8 kPa *e*) 200 kPa

1-124 Al nivel del mar, el peso de un 1 kg masa en unidades SI es 9.81 N. El peso de 1 lbm en unidades inglesas es

a) 1 lbf *b*) 9.81 lbf *c*) 32.2 lbf
d) 0.1 lbf *e*) 0.031 lbf

1-125 Durante un proceso de calentamiento, la temperatura de un objeto aumenta 20°C, lo cual equivale a un incremento de

a) 20°F *b*) 52°F *c*) 36 K
d) 36 R *e*) 293 K

Problemas de diseño, ensayo y experimento

1-126 Escriba un ensayo acerca de los diferentes dispositivos usados para medir temperatura. Explique el principio operacional de cada dispositivo, sus ventajas y desventajas, su costo y su nivel de aplicabilidad. ¿Qué dispositivo recomendaría en los siguientes casos: tomar la temperatura de los pacientes en un consultorio médico, monitorear las variaciones de temperatura en diferentes sitios del bloque de un motor de un auto, y monitorear las temperaturas en el horno de una central termoeléctrica?

1-127 Escriba un ensayo acerca de los diversos dispositivos para medir masa y volumen utilizados a lo largo de la historia. También explique el desarrollo de las unidades modernas para masa y volumen.

1-128 Escriba un ensayo acerca de los diversos dispositivos para medir masa y volumen utilizados a lo largo de la historia. También explique el desarrollo de las unidades modernas para masa y volumen.

1-129 *Experimento de la densidad del agua como una función de la temperatura*

La *densidad del agua como una función de la temperatura* se obtiene con un *flotador cilíndrico* construido con tubería de latón. El flotador se coloca en un termo llenado con agua a diferentes temperaturas. Entre 0 y 4°C (la densidad del agua es un máximo a 4°C) el flotador *subió* cerca de 8 mm y de 4 a 25°C el flotador se *hundió* unos 40 mm. El análisis incluye cálculo diferencial e integral para explicar la expansión térmica del flotador. Los resultados finales siguen de cerca la curva de densidad publicada, incluso la joroba característica a 4°C. Obtenga esta curva de densidad por medio del videoclip, el reporte completo y los datos provistos en el DVD que acompaña a este libro.

Capítulo 2

ENERGÍA, TRANSFERENCIA DE ENERGÍA Y ANÁLISIS GENERAL DE ENERGÍA

Se perciba o no, la energía es parte importante en la mayoría de los aspectos cotidianos; por ejemplo, la calidad de vida y su sostenimiento dependen de su disponibilidad. De ahí que sea importante tener una buena comprensión de las fuentes energéticas, la conversión de la energía de una forma a otra y las ramificaciones de estas conversiones.

Algunas de las numerosas formas de la energía son: térmica, mecánica, eléctrica, química y nuclear, incluso la masa puede ser considerada una forma de energía. Ésta se puede transferir hacia o desde un sistema cerrado (una masa fija) en dos formas distintas: *calor* y *trabajo*. Para volúmenes de control, la energía se puede transferir por flujo de masa. Una transferencia de energía hacia o desde un sistema cerrado es *calor* si la provoca una diferencia de temperatura. De lo contrario es *trabajo*, y lo origina una fuerza que actúa a través de una distancia.

En este capítulo se inicia con un análisis de varias formas de energía y transferencia de energía por calor. Luego, se introducen varias formas de trabajo y se analiza la transferencia de energía por trabajo. Se continúa con la obtención de una expresión general intuitiva para la *primera ley de la termodinámica*, conocida también como el principio de *conservación de la energía*, uno de los principios fundamentales en la naturaleza, para después demostrar su uso. Por último, se analizan la eficiencia de algunos procesos comunes de conversión de energía y se examina el impacto de la conversión en el ambiente. Los tratamientos detallados de la primera ley de la termodinámica para sistemas cerrados y volúmenes de control se dan en los capítulos 4 y 5, respectivamente.

Objetivos

En el capítulo 2, los objetivos son:

- Presentar el concepto de energía y definir sus distintas formas.
- Analizar la naturaleza de la energía interna.
- Definir el concepto de calor y la terminología relacionada con la transferencia de energía causada por calor.
- Analizar los tres mecanismos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.
- Definir el concepto de trabajo, incluidos el trabajo eléctrico y varias formas de trabajo mecánico.
- Introducir la primera ley de la termodinámica, balances de energía y mecanismos de transferencia de energía hacia o desde un sistema.
- Determinar que un fluido que pasa por una superficie de control de un volumen de control lleva energía a través de dicha superficie, además de cualquier transferencia de energía ya sea en forma de calor o trabajo, o ambos.
- Definir las eficiencias de conversión de energía.
- Analizar las implicaciones de la conversión de energía en el ambiente.

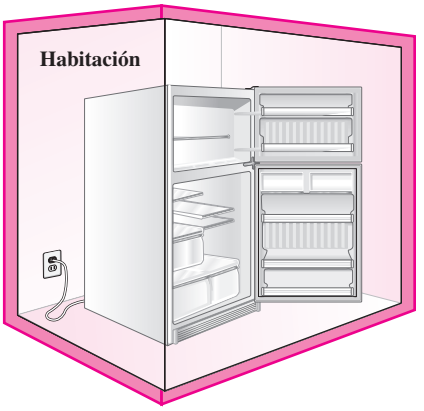


FIGURA 2-1

Un refrigerador en funcionamiento con su puerta abierta dentro de una habitación perfectamente sellada y aislada.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 2, SECC. 1, EN EL DVD.

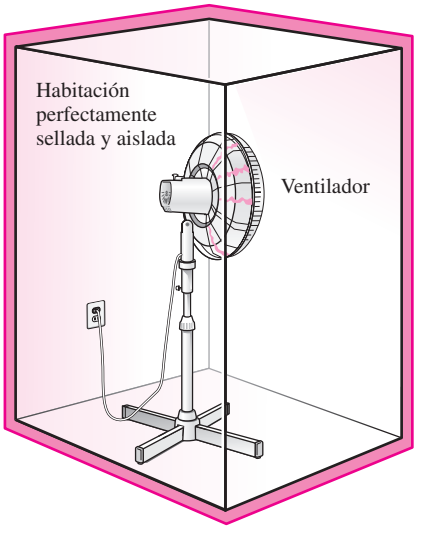


FIGURA 2-2

Un ventilador en funcionamiento en una habitación bien sellada y aislada hará que aumente la temperatura del aire que se halla en la habitación.

2-1 ▪ INTRODUCCIÓN

El principio de conservación de energía expresado por la primera ley de la termodinámica es un concepto con el que se está familiarizado desde que se cursa la secundaria, y siempre se hace hincapié en que durante un proceso, la energía no se crea ni se destruye, sólo cambia de una forma a otra. Esto parece bastante simple, pero sería necesario verificar qué tanto se comprende en realidad este principio.

Imagine una habitación con puertas y ventanas cerradas herméticamente y con paredes aisladas de modo que la pérdida o ganancia de calor a través de ellas es insignificante. En el centro de la habitación se coloca un refrigerador conectado a un contacto y con la puerta abierta (Fig. 2-1). Incluso se podría usar un pequeño ventilador que haga circular el aire para mantener la temperatura uniforme. Ahora bien, ¿qué cree que suceda con la temperatura promedio del aire? ¿Aumenta o disminuye? ¿Permanece constante?

Probablemente el primer pensamiento que se tenga sea que la temperatura promedio del aire en la habitación disminuirá a medida que el aire tibio se combine con el frío que produce el refrigerador. Es posible que algunos deseen poner atención al calor que genera el motor del refrigerador, y podrían argumentar que la temperatura promedio del aire aumentará si este efecto de calentamiento es mayor que el efecto de enfriamiento. Pero se sentirán confundidos si se afirma que el motor está hecho de materiales superconductores y, por lo tanto, que es muy difícil que el motor genere calor.

La discusión podría continuar sin final si no se recuerda el principio de conservación de la energía: si se toma toda la habitación, incluidos el aire y el refrigerador, como el sistema (el cual sería un sistema cerrado adiabático puesto que la habitación está bien cerrada y aislada), el único intercambio de energía sería el de energía eléctrica, que cruza las fronteras del sistema y entra en la habitación. La conservación de la energía requiere que la energía contenida en la habitación aumente en la misma cantidad a la de la energía eléctrica que entra al refrigerador, la cual se puede conocer mediante un medidor eléctrico ordinario. El refrigerador o su motor no almacenan esta energía; por lo tanto, debe hallarse en el aire de la habitación y se manifestará como un aumento en la temperatura de éste, incremento que se calcula con base en el principio de conservación de la energía, considerando las propiedades del aire y la cantidad de energía eléctrica consumida. ¿Qué cree que sucedería si se tuviera una unidad de aire acondicionado en el centro de la habitación en lugar de un refrigerador? ¿Qué pasa si se trata de un ventilador (Fig. 2-2)?

Observe que mientras el refrigerador trabaja dentro de la habitación, la energía se conserva, ya que la energía eléctrica se convierte en una cantidad equivalente de energía térmica almacenada en el aire de la habitación. Si ya está conservada la energía, entonces ¿de qué sirve hablar tanto de la conservación de la energía y las medidas tomadas para conservarla? En realidad, lo que se entiende por "conservación de energía" es la conservación de la *calidad* de la energía, no la cantidad. La electricidad, que es una de las energías de más alta calidad, por ejemplo, siempre se puede convertir en una cantidad igual de energía térmica (conocida también como *calor*). Pero sólo una pequeña fracción de la energía térmica, que es la de menor calidad, se puede convertir de nuevo en electricidad, como se explica en el capítulo 6. Piense en las cosas que puede hacer con la energía eléctrica consumida por el refrigerador, así como con el aire de la habitación que ahora está a mayor temperatura.

Ahora bien, si se pide nombrar las transformaciones de energía relacionadas con la operación del refrigerador, también podrían surgir dificultades para responder porque todo lo que se observa es la energía eléctrica que entra al refrigerador y el calor de éste disipado en el aire de la habitación. Es evidente que es necesario estudiar primero las distintas formas de energía, lo cual se hará a continuación, y después los mecanismos de transferencia de energía.

2-2 ▪ FORMAS DE ENERGÍA

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 2, SECC. 2, EN EL DVD.

La energía puede existir en varias formas: térmica, mecánica, cinética, potencial, eléctrica, magnética, química y nuclear, cuya suma conforma la **energía total** E de un sistema, la cual se denota por *unidad de masa* mediante e y se expresa como

$$e = \frac{E}{m} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{2-1}$$

La termodinámica no proporciona información acerca del valor absoluto de la energía total, sólo trata con el *cambio* de ésta, que es lo importante en los problemas de ingeniería. Así, a la energía total de un sistema se le puede asignar un valor de cero ($E = 0$) en algún punto de referencia conveniente. El cambio de energía total de un sistema es independiente del punto de referencia seleccionado. La disminución en la energía potencial de una roca que cae, por ejemplo, depende sólo de la diferencia de elevación y no del nivel de referencia seleccionado.

En el análisis termodinámico, con frecuencia es útil considerar dos grupos para las diversas formas de energía que conforman la energía total de un sistema: *macroscópicas* y *microscópicas*. Las formas **macroscópicas** de energía son las que posee un sistema como un todo en relación con cierto marco de referencia exterior, como las energías cinética y potencial (Fig. 2-3). Las formas **microscópicas** de energía son las que se relacionan con la estructura molecular de un sistema y el grado de la actividad molecular, y son independientes de los marcos de referencia externos. La suma de todas las formas microscópicas de energía se denomina **energía interna** de un sistema y se denota mediante U.

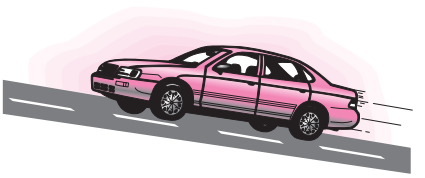


FIGURA 2-3
La energía macroscópica de un objeto cambia con la velocidad y la elevación.

En 1807 Thomas Young acuñó el término *energía* y en 1852 Lord Kelvin propuso su uso en termodinámica. El concepto *energía interna* y su símbolo U aparecieron por primera vez en los trabajos de Rudolph Clausius y William Rankine, en la segunda mitad del siglo XIX, y con el tiempo sustituyó a los términos *trabajo interior, trabajo interno* y *energía intrínseca* empleados comúnmente en esa época.

La energía macroscópica de un sistema se relaciona con el movimiento y la influencia de algunos factores externos como la gravedad, el magnetismo, la electricidad y la tensión superficial. La energía que posee un sistema como resultado de su movimiento en relación a cierto marco de referencia se llama **energía cinética** (EC). Cuando todas las partes de un sistema se mueven con la misma velocidad, la energía cinética se expresa como

$$\text{EC} = m\frac{V^2}{2} \qquad \text{(kJ)} \tag{2-2}$$

o bien, por unidad de masa,

$$\text{ec} = \frac{V^2}{2} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2-3}$$

donde V denota la velocidad del sistema con respecto a algún marco de referencia fijo. La energía cinética de un cuerpo sólido que gira se determina mediante $\frac{1}{2}I\omega^2$ donde I es el momento de inercia del cuerpo y ω es la velocidad angular.

La energía que posee un sistema como resultado de su elevación en un campo gravitacional se llama **energía potencial** (EP) y se expresa como

$$\text{EP} = mgz \qquad (\text{kJ}) \tag{2-4}$$

o, por unidad de masa,

$$\text{ep} = gz \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2-5}$$

donde g es la aceleración gravitacional y z es la elevación del centro de gravedad de un sistema con respecto a algún nivel de referencia elegido arbitrariamente.

Los efectos magnético, eléctrico y de tensión superficial son significativos sólo en casos especiales y en general se ignoran. En ausencia de esta clase de efectos, la energía total de un sistema consta sólo de las energías cinética, potencial e interna, y se expresa como

$$E = U + \text{EC} + \text{EP} = U + m\frac{V^2}{2} + mgz \qquad (\text{kJ}) \tag{2-6}$$

o bien, por unidad de masa,

$$e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + \frac{V^2}{2} + gz \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2-7}$$

La mayor parte de los sistemas cerrados permanecen estacionarios durante un proceso y, por lo tanto, no experimentan cambios en sus energías cinética y potencial. Los sistemas cerrados cuya velocidad y elevación del centro de gravedad permanecen constantes durante un proceso comúnmente se denominan **sistemas estacionarios**. El cambio en la energía total ΔE de un sistema fijo es idéntico al cambio en su energía interna ΔU. En este libro se asume que un sistema cerrado será estacionario a menos que se especifique lo contrario.

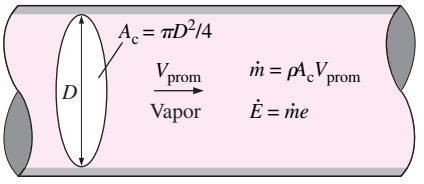


FIGURA 2-4
Tasas de flujo de masa y energía relacionados con el flujo de vapor en una tubería de diámetro interno D con una velocidad promedio de V_{prom}.

Los volúmenes de control en general tienen que ver con el flujo de un fluido durante largos periodos, y es conveniente expresar en forma de tasa el flujo de energía en relación con una corriente de fluido. Esto se consigue al incorporar el **flujo másico** $\dot{m}$, que es *la cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo*; y se relaciona con el **flujo volumétrico** $\dot{V}$, definido como el volumen de un fluido que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo, mediante

$$\textit{Flujo másico:} \qquad \dot{m} = \rho\dot{V} = \rho A_c V_{\text{prom}} \qquad (\text{kg/s}) \tag{2-8}$$

que es análogo a $m = \rho V$, donde ρ es la densidad del fluido, A_c el área de sección transversal de flujo y V_{promedio} es la velocidad de flujo promedio normal a A_c. En todo el libro, el punto sobre el símbolo se usa para indicar *tasa de cambio respecto al tiempo*. Entonces, el flujo de energía relacionado con un fluido que corre a una tasa de $\dot{m}$ es (Fig. 2-4)

$$\textit{Flujo de energía:} \qquad \dot{E} = \dot{m}e \qquad (\text{kJ/s o kW}) \tag{2-9}$$

que es análoga a $E = me$.

Algunas consideraciones físicas en relación con la energía interna

La energía interna se definió como la suma de todas las formas *microscópicas* de energía de un sistema. Se relaciona con la *estructura molecular* y el grado de *actividad molecular* y se puede considerar como la suma de las energías *cinética* y *potencial* de las moléculas.

Para comprender mejor la energía interna, los sistemas se examinan a nivel molecular. Las moléculas de gas se mueven en el espacio con cierta velocidad; por lo tanto, poseen alguna energía cinética. Esto se conoce como *energía de traslación*. Los átomos de las moléculas poliatómicas rotan respecto a un eje y la energía relacionada con esta rotación es la *energía cinética rotacional*. Los átomos de este tipo de moléculas podrían vibrar respecto a su centro de masa común, entonces la energía de este movimiento de "vaivén" sería la *energía cinética vibratoria*. Para los gases, la energía cinética se debe sobre todo a los movimientos de traslación y rotación, en los que el movimiento vibratorio se vuelve significativo a altas temperaturas. Los electrones en un átomo giran en torno al núcleo y, por lo tanto, poseen *energía cinética rotacional*. Los electrones de órbitas exteriores tienen energías cinéticas más grandes. Como estas partículas también giran en torno a sus ejes, la energía relacionada con este movimiento es la *energía de giro* (*espín*). Otras partículas ubicadas en el núcleo de un átomo también poseen energía de giro. La porción de la energía interna de un sistema relacionada con la energía cinética de las moléculas se llama **energía sensible** (Fig. 2-5). La velocidad promedio y el grado de actividad de las moléculas son proporcionales a la temperatura del gas, por lo que a temperaturas más elevadas las moléculas poseen energías cinéticas superiores y, como consecuencia, el sistema tiene una energía interna más alta.

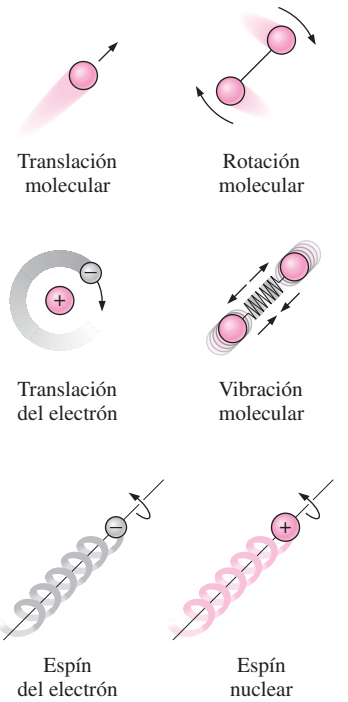


FIGURA 2-5
Diversas formas de energías microscópicas constituyen la energía *sensible*.

La energía interna también se relaciona con diversas *fuerzas de enlace* entre las moléculas de una sustancia, entre los átomos dentro de una molécula y entre las partículas al interior de un átomo y su núcleo. Las fuerzas que unen a las *moléculas* entre sí son, como se esperaría, más intensas en los sólidos y más débiles en los gases. Si se agrega suficiente energía a las moléculas de un sólido o de un líquido, éstas superan las fuerzas moleculares y se separan, de modo que la sustancia se convierte en un gas; éste es un proceso de cambio de fase. Debido a la energía agregada, un sistema en la fase gaseosa se encuentra en un nivel más alto de energía interna que el de la fase sólida o líquida. La energía interna relacionada con la fase de un sistema se llama **energía latente**. El proceso de cambio de fase puede ocurrir sin que se modifique la composición química de un sistema. La mayor parte de los problemas reales caen dentro de esta categoría, por lo que no es necesario prestar atención a las fuerzas de enlace de los átomos en una molécula.

En su núcleo, un átomo tiene neutrones y protones con carga positiva enlazados entre sí mediante intensas fuerzas, además de electrones cargados negativamente orbitando a su alrededor. La energía interna relacionada con los enlaces atómicos en una molécula se llama **energía química**. Durante una reacción química, por ejemplo un proceso de combustión, algunos enlaces químicos se destruyen y otros se forman, lo que da como resultado que la energía interna experimente un cambio. Las fuerzas nucleares son mucho mayores que las que unen a los electrones con el núcleo. Esta enorme cantidad de energía relacionada con los fuertes enlaces dentro del núcleo del átomo se llama **energía nuclear** (Fig. 2-6). Es evidente que no es necesario ocuparse de la energía nuclear en termodinámica a menos, desde luego, que se trate de una reacción de fusión o de fisión. Una reacción química tiene que ver con cambios en la estructura de los electrones de los átomos, pero en una reacción nuclear los

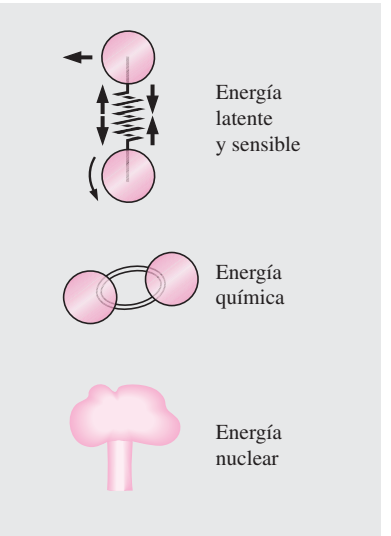


FIGURA 2-6
La energía interna de un sistema es la suma de todas las formas de energías microscópicas.

cambios ocurren en el núcleo; por lo tanto, un átomo conserva su identidad durante una reacción química pero la pierde durante una nuclear. Los átomos pueden poseer también *energías de momento dipolo eléctrico* y *magnético* cuando se someten a campos magnéticos y eléctricos externos debidos a la torsión de los dipolos magnéticos resultantes de pequeñas corrientes eléctricas relacionadas con los electrones que orbitan.

Las formas de energía arriba explicadas, que constituyen la energía total de un sistema, pueden estar *contenidas* o *almacenadas* en éste, así que es posible considerarlas como formas *estáticas* de energía. Las formas de energía no almacenadas en un sistema se consideran formas *dinámicas* de energía, o *interacciones de energía*, posibles de reconocer cuando cruzan las fronteras del sistema y representan la energía que éste gana o pierde durante un proceso. Las únicas dos formas de interacción de energía relacionadas con un sistema cerrado son la **transferencia de calor** y el **trabajo**. Una interacción de energía corresponde a una transferencia de calor si su fuerza impulsora es una diferencia de temperatura, de lo contrario es trabajo, como se explica en la siguiente sección. Un volumen de control también intercambia energía vía transferencia de masa, puesto que cada vez que ésta se transfiere hacia un sistema o afuera del mismo el contenido de energía de la masa también es transferido.

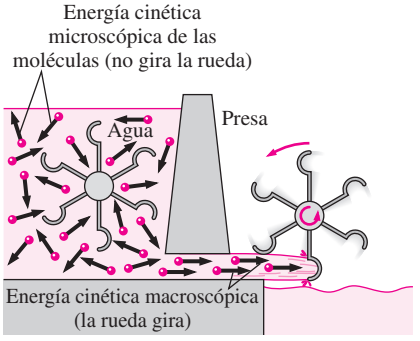

Energía cinética microscópica de las moléculas (no gira la rueda)
Agua
Presa
Energía cinética macroscópica (la rueda gira)

FIGURA 2-7

La energía cinética *macroscópica* es una forma organizada de energía y es mucho más útil que las energías cinéticas *microscópicas* desorganizadas de las moléculas.

En la vida diaria es común llamar *calor* a las formas sensible y latente de la energía interna, y se habla acerca del calor que los cuerpos contienen. Sin embargo, en termodinámica, normalmente se hace referencia a esas formas de energía como **energía térmica** para evitar cualquier confusión con la *transferencia de calor*.

Se debe hacer una distinción entre la energía cinética macroscópica de un objeto como un todo y las energías cinéticas microscópicas de sus moléculas, las cuales constituyen la energía interna sensible del objeto (Fig. 2-7). La energía cinética de un objeto es una forma *organizada* de energía relacionada con el movimiento ordenado de las moléculas en una dirección con trayectoria recta o alrededor de un eje. En cambio, las energías cinéticas de las moléculas son completamente *aleatorias* y muy *desorganizadas*. Como se verá en capítulos posteriores, la energía organizada es mucho más valiosa que la desorganizada y un área de aplicación importante de la termodinámica es la conversión de la energía desorganizada (calor) en energía organizada (trabajo). También se verá que es posible convertir la totalidad de la energía organizada en desorganizada, pero sólo es posible convertir a organizada una fracción de esta última, mediante dispositivos especiales llamados *máquinas térmicas* (por ejemplo, los motores de automóviles y las centrales eléctricas). Se puede dar un argumento similar para la energía potencial macroscópica de un objeto como un todo y para energías potenciales microscópicas de las moléculas.

Más sobre energía nuclear

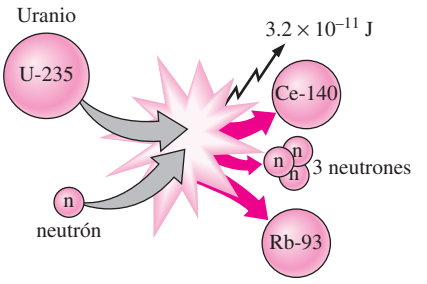
La reacción de fisión más conocida tiene que ver con la división del átomo de uranio (el isótopo U-235) en otros elementos y se usa comúnmente para generar electricidad en las centrales de energía nuclear (hasta 2004, a nivel mundial había 440 de ellas, las cuales generaban 363 000 MW), para impulsar submarinos, portaaviones e incluso naves espaciales, así como en la producción de bombas nucleares.

El porcentaje de electricidad que se produce mediante energía nuclear es 78 por ciento en Francia, 25 en Japón, 28 en Alemania y 20 en Estados Unidos. Enrico Fermi logró en 1942 la primera reacción nuclear en cadena y los primeros reactores nucleares a gran escala se construyeron en 1944 con la finalidad de producir materiales para armamentos nucleares. Cuando un átomo de ura-

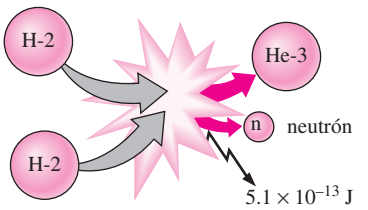
nio-235 absorbe un neutrón y se divide durante un proceso de fisión, produce un átomo de cesio-140, un átomo de rubidio-93, 3 neutrones y 3.2×10^{-11} J de energía. En términos prácticos, la fisión completa de 1 kg de uranio-235 libera 6.73×10^{10} kJ de calor, lo que equivale a una cantidad superior al calor desprendido por quemar 3 000 toneladas de carbón. Por lo tanto, con una misma cantidad de combustible, una reacción de fisión nuclear genera varios millones más de energía que una reacción química. Sin embargo, el desecho a un lugar seguro del combustible nuclear usado aún es un problema.

La energía nuclear por fusión se libera al combinar dos núcleos pequeños en uno más grande. La enorme cantidad de energía que irradia el Sol y las otras estrellas se origina a partir de procesos de fusión en los que dos átomos de hidrógeno se combinan para formar un solo átomo de helio. Cuando dos núcleos de hidrógeno pesado (deuterio) se combinan durante un proceso de fusión, producen un átomo de helio-3, un neutrón libre y 5.1×10^{-13} J de energía (Fig. 2-8).

En la práctica, las reacciones de fusión son mucho más difíciles de lograr debido a la fuerte repulsión entre los núcleos con carga positiva, llamada *repulsión de Coulomb*. Para vencer esta fuerza repulsiva y conseguir que se fusionen los dos núcleos, el nivel de energía de éstos debe elevarse calentándolos hasta cerca de los 100 millones de ºC. Sin embargo, temperaturas tan altas sólo se encuentran en las estrellas o en las explosiones de bombas atómicas (bomba-A). De hecho, la reacción de fusión fuera de control en una bomba de hidrógeno (bomba-H) se inicia por la explosión de una bomba atómica pequeña. La reacción de fusión no controlada se logró a principios de la década de los cincuenta, pero desde entonces, para lograr la fusión controlada, han fallado todos los esfuerzos para generar energía realizados mediante rayos láser masivos, potentes campos magnéticos y corrientes eléctricas.



a) Fisión de uranio



b) Fusión de hidrógeno

FIGURA 2-8
Fisión de uranio y fusión de hidrógeno en las reacciones nucleares, con su consecuente liberación de energía nuclear.

EJEMPLO 2-1 Automóvil accionado con combustible nuclear

En promedio, un automóvil consume alrededor de 5 L de gasolina por día y la capacidad de su depósito de combustible es de 50 L. Por lo tanto, es necesario reabastecer un automóvil una vez cada 10 días. Asimismo, la densidad de la gasolina varía entre 0.68 y 0.78 kg/L, y su poder calorífico inferior es aproximadamente de 44 000 kJ/kg (es decir, 44 000 kJ de calor se liberan cuando se quema por completo 1 kg de gasolina). Suponga que están resueltos todos los problemas relacionados con la radiactividad y la eliminación de los desechos producidos por los combustibles nucleares, y que un automóvil nuevo utilizará como combustible U-235. Si el carro viene equipado con 0.1 kg de U-235, determine si este automóvil requerirá ser reabastecido en condiciones de manejo promedio (Fig. 2-9).

Solución Se tiene un automóvil que utiliza combustible nuclear y es necesario determinar si alguna vez el automóvil requerirá ser reabastecido de combustible.

Suposiciones **1** La gasolina es una sustancia no compresible con una densidad promedio de 0.75 kg/L. **2** El combustible nuclear se convierte por completo en energía térmica.

Análisis La masa de gasolina que el automóvil usa por día es

$$m_{\text{gasolina}} = (\rho V)_{\text{gasolina}} = (0.75 \text{ kg/L})(5 \text{ L/día}) = 3.75 \text{ kg/día}$$

Observe que el poder calorífico de la gasolina es de 44 000 kJ/kg, por lo que la energía proporcionada por día al automóvil es de

$$E = (m_{\text{gasolina}})(\text{Poder calorífico})$$
$$= (3.75 \text{ kg/día})(44\,000 \text{ kJ/kg}) = 165\,000 \text{ kJ/día}$$

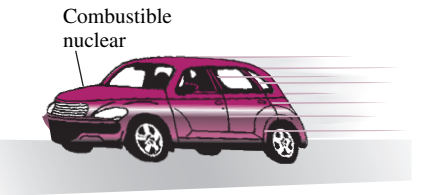


FIGURA 2-9
Esquema para el ejemplo 2-1.

La fisión completa de 0.1 kg de uranio-235 libera

$$(6.73 \times 10^{10}\ \text{kJ/kg})(0.1\ \text{kg}) = 6.73 \times 10^{9}\ \text{kJ}$$

de calor, suficiente para satisfacer la demanda de energía del automóvil para

$$\text{Número de días} = \frac{\text{Contenido de energía del combustible}}{\text{Uso de energía diario}} = \frac{6.73 \times 10^{9}\ \text{kJ}}{165\,000\ \text{kJ/día}} = \mathbf{40\ 790\ días}$$

lo que equivale a 112 años. Si se considera que un automóvil no dura más de 100 años, este automóvil nunca necesitará ser reabastecido. Parece ser que para toda su vida útil, el auto no requiere más combustible nuclear que el equivalente al tamaño de una cereza.

Explicación Este problema no es del todo real puesto que la masa crítica necesaria no se logra con esta pequeña cantidad de combustible. Además, no se puede convertir todo el uranio en la fisión, de nuevo como resultado de los problemas de masa crítica después de la conversión parcial.

Energía mecánica

Muchos sistemas de ingeniería se diseñan para transportar un fluido de un lugar a otro a determinado flujo volumétrico y velocidad y diferencia de elevación, mientras el sistema genera trabajo mecánico en una turbina o consume trabajo mecánico en una bomba o ventilador. Estos sistemas no tienen que ver con la conversión de energía nuclear, química o térmica a energía mecánica; tampoco hay en ellos transferencia de calor en cantidad importante y operan en esencia a temperatura constante. Esta clase de sistemas se analizan de modo conveniente al considerar sólo las *formas mecánicas de la energía* y los efectos que la fricción causa, como la pérdida de energía mecánica (es decir, que se convierta en energía térmica la cual por lo general no puede usarse para ningún propósito útil).

La **energía mecánica** se puede definir como *la forma de energía que se puede convertir completamente en trabajo mecánico de modo directo mediante un dispositivo mecánico como una turbina ideal*. Las formas más familiares de energía mecánica son la cinética y la potencial. Sin embargo, la térmica no es energía mecánica puesto que no se puede convertir en trabajo de forma completa y directa (segunda ley de la termodinámica).

Una bomba transfiere energía mecánica a un fluido al elevar la presión de éste, y una turbina extrae energía mecánica de un fluido al disminuir su presión; de ahí que la presión de un fluido en movimiento se relacione también con su energía mecánica. De hecho, la unidad de presión Pa es equivalente a $\text{Pa} = \text{N/m}^2 = \text{N} \cdot \text{m/m}^3 = \text{J/m}^3$, que es la energía por unidad de volumen, y el producto $P\nu$ o su equivalente P/ρ tiene la unidad J/kg, que corresponde a la energía por unidad de masa. Es importante observar que la presión por sí misma no es una forma de energía, pero una fuerza de presión que actúa sobre un fluido a través de una distancia produce trabajo, llamado *trabajo de flujo*, en una cantidad de P/ρ por unidad de masa. El trabajo de flujo se expresa en términos de las propiedades del fluido y es conveniente considerarlo como parte de la energía de un fluido en movimiento y llamarlo *energía de flujo*. Por lo tanto, la energía mecánica de un fluido en movimiento por unidad de masa se puede expresar como

$$e_{\text{mecánica}} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \textbf{(2-10)}$$

donde P/ρ es la *energía de flujo*, $V^2/2$ es la *energía cinética* y gz es la *energía potencial* del fluido, todas por unidad de masa. También es posible expresarla por unidad de tiempo

$$\dot{E}_{\text{mecánica}} = \dot{m}e_{\text{mecánica}} = \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz\right) \qquad \textbf{(2-11)}$$

donde $\dot{m}$ es el flujo másico del fluido. Entonces el cambio de energía mecánica de un fluido durante flujo compresible (ρ = constante) es

$$\Delta e_{\text{mecánica}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(2-12)}$$

y

$$\Delta \dot{E}_{\text{mecánica}} = \dot{m}\Delta e_{\text{mecánica}} = \dot{m}\left(\frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right) \qquad (\text{kW}) \quad \textbf{(2-13)}$$

Por lo tanto, la energía mecánica de un fluido no cambia durante el flujo si su presión, densidad, velocidad y altura permanecen constantes. En ausencia de pérdidas, el cambio de energía mecánica representa el trabajo mecánico suministrado al fluido (si $\Delta e_{\text{mecánica}} > 0$) o extraído del fluido (si $\Delta e_{\text{mecánica}} < 0$).

EJEMPLO 2-2 Energía eólica

Un sitio evaluado para construir una granja eólica tiene vientos permanentes a una velocidad de 8.5 m/s (Fig. 2-10). Determine la energía eólica *a*) por unidad de masa, *b*) para una masa de 10 kg y *c*) para un flujo de 1 154 kg/s de aire.

Solución Se tiene un sitio con una velocidad de viento específica, donde se determinará la energía eólica por unidad de masa, para una masa específica y un determinado flujo másico de aire.

Suposiciones El viento fluye en forma permanente a la velocidad especificada.

Análisis La única forma de aprovechar la energía del aire atmosférico es la energía cinética, la cual se dirige a una turbina eólica.

a) La energía eólica por masa unitaria de aire es

$$e = \text{ec} = \frac{V^2}{2} = \frac{(8.5\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{J/kg}}{1\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = \mathbf{36.1\ J/kg}$$

b) La energía eólica para una masa de aire de 10 kg es

$$E = me = (10\ \text{kg})(36.1\ \text{J/kg}) = \mathbf{361\ J}$$

c) La energía eólica de un flujo másico de 1 154 kg/s es

$$\dot{E} = \dot{m}e = (1\ 154\ \text{kg/s})(36.1\ \text{J/kg})\left(\frac{1\ \text{kW}}{1\ 000\ \text{J/s}}\right) = \mathbf{41.7\ kW}$$

Explicación Se puede demostrar que el flujo másico específico corresponde a una sección del flujo con un diámetro de 12 m cuando la densidad del aire es de 1.2 kg/m^3. Por lo tanto, una turbina eólica con un diámetro de 12 m tiene un potencial de generación de energía de 41.7 kW. Las turbinas eólicas reales convierten en energía eléctrica cerca de un tercio de este potencial.

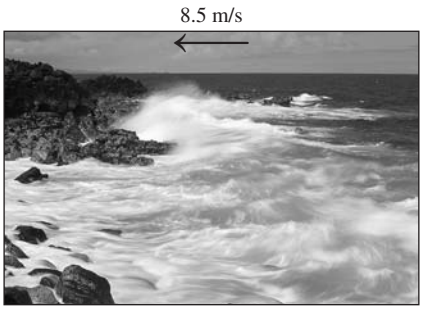


FIGURA 2-10
Sitio potencialmente atractivo para instalar una granja eólica como se explicó en el ejemplo 2-2.

© Vol. 36/PhotoDisc

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 2, SECC. 3, EN EL DVD.

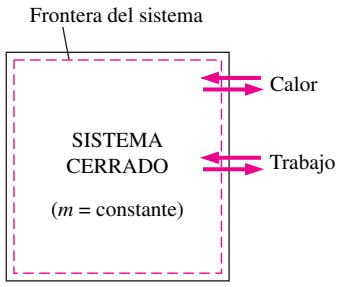


FIGURA 2-11

La energía puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado en la forma de calor y trabajo.

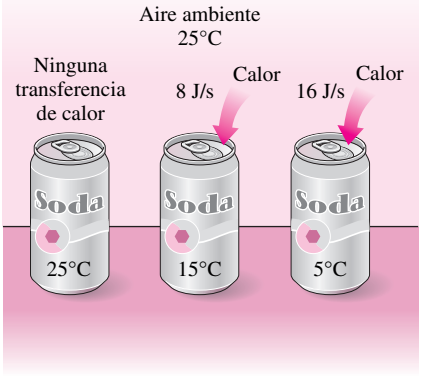


FIGURA 2-12

La diferencia de temperatura es la fuerza motriz para la transferencia de calor. Mientras más grande es la diferencia de temperatura, mayor es la tasa de transferencia de calor.

2-3 ▪ TRANSFERENCIA DE ENERGÍA POR CALOR

La energía puede cruzar la frontera de un sistema cerrado en dos formas distintas: *calor* y *trabajo* (Fig. 2-11). Es importante distinguir entre estas dos formas de energía, por lo que primero se analizarán con el propósito de conformar una base sólida para el desarrollo de las leyes de la termodinámica.

La experiencia nos dice que si se deja sobre la mesa una lata fría de bebida carbonatada, en algún momento alcanzará la temperatura ambiente, mientras que una papa horneada caliente se enfriará. Cuando un cuerpo se coloca en un medio que está a una temperatura diferente, la transferencia de energía tiene lugar entre el cuerpo y el medio hasta que se establece el equilibrio térmico, es decir, cuando ambos alcanzan la misma temperatura. La dirección de la transferencia de energía es siempre del cuerpo con mayor temperatura al de menor temperatura. Una vez establecida la igualdad de temperatura, la transferencia termina. En este proceso se afirma que la energía se transfiere en forma de calor.

El **calor** está definido como *la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o entre un sistema y sus alrededores) debido a una diferencia de temperatura* (Fig. 2-12). Es decir, una interacción de energía es calor sólo si ocurre debido a una diferencia de temperatura. Entonces se deduce que no puede haber ninguna transferencia de calor entre dos sistemas que se hallan a la misma temperatura.

Varias frases de uso común como flujo de calor, adición de calor, rechazo de calor, absorción de calor, remoción de calor, ganancia de calor, pérdida de calor, almacenamiento de calor, generación de calor, calentamiento eléctrico, calentamiento por resistencia, calentamiento por fricción, calentamiento por gas, calor de reacción, liberación de calor, calor específico, calor sensible, calor latente, calor de desecho, calor del cuerpo, calor de proceso, sumidero de calor y fuente de calor, no son congruentes con el estricto significado termodinámico de calor, término cuyo uso se limita a la *transferencia* de energía térmica durante un proceso. Sin embargo, estas frases tan arraigadas en el vocabulario de científicos y personas comunes generalmente no producen malentendidos, ya que por lo común son interpretadas apropiadamente y no de manera literal. (Además, no existen alternativas aceptables para algunas de estas frases.) Por ejemplo, se entiende que "calor corporal" significa *el contenido de energía térmica* de un cuerpo. De igual modo, "flujo de calor" se interpreta como *la transferencia de energía térmica* no como el flujo de una sustancia similar a un líquido llamada calor. Aunque incorrecta, esta última interpretación fue la base de la teoría calórica, la cual dio origen a la frase. Asimismo, la transferencia de calor hacia un sistema se conoce como *adición de calor* mientras que *rechazo de calor* es la transferencia hacia afuera. Hay razones termodinámicas para ser tan reacio en sustituir *calor* por *energía térmica*: el primero requiere menos tiempo y esfuerzo que el segundo para decirlo, escribirlo y entenderlo.

El calor es energía en transición y se reconoce sólo cuando cruza la frontera de un sistema. Considere otra vez la papa horneada caliente, la cual contiene energía que sólo es transferencia de calor cuando cruza la cáscara de la papa (la frontera del sistema) para llegar al aire, según se ilustra en la figura 2-13. Una vez en los alrededores, el calor transferido se vuelve parte de la energía interna de éstos. Así, en termodinámica el término *calor* significa simplemente *transferencia de calor*.

Un proceso durante el cual no hay transferencia de calor se denomina **proceso adiabático** (Fig. 2-14). El término *adiabático* proviene de la palabra griega *adiabatos,* que significa "no pasar". Hay dos maneras en que un proceso puede ser adiabático: el sistema está bien aislado de modo que sólo una cantidad insignificante de calor cruza la frontera, o bien, tanto el sistema como los alrededores están a la misma temperatura y por lo tanto no hay fuerza impulsora (diferencia de temperatura) para la transferencia de calor. Hay que distinguir entre un proceso adiabático y uno isotérmico: aunque no hay transferencia de calor durante un proceso adiabático, otros medios como el trabajo pueden cambiar el contenido de energía y, en consecuencia, la temperatura de un sistema.

Como forma de energía, el calor tiene unidades de energía, la más común es el kJ (o Btu). La cantidad de calor transferida durante el proceso entre dos estados (1 y 2) se denota mediante Q_{12} o sólo Q. La transferencia de calor *por unidad de masa* de un sistema se denota con q y se determina a partir de

$$q = \frac{Q}{m} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{2-14}$$

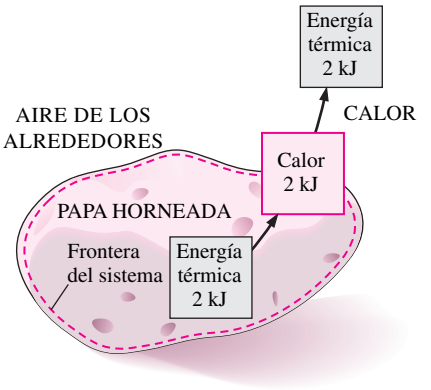


FIGURA 2-13
La energía se reconoce como transferencia de calor sólo en cuanto cruza las fronteras del sistema.

En ocasiones es deseable conocer la *tasa de transferencia de calor* (cantidad de calor transferida por unidad de tiempo) en lugar del calor total transferido durante cierto intervalo de tiempo (Fig. 2-15). La tasa de transferencia de calor se expresa con $\dot{Q}$, donde el punto significa la derivada respecto del tiempo, o "por unidad de tiempo". La tasa de transferencia de calor $\dot{Q}$ tiene las unidades kJ/s, equivalente a kW. Cuando $\dot{Q}$ varía con el tiempo, la cantidad de transferencia de calor durante un proceso se determina integrando $\dot{Q}$ sobre el intervalo de tiempo del proceso:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}\, dt \qquad \text{(kJ)} \tag{2-15}$$

Cuando $\dot{Q}$ permanece constante durante un proceso, esta relación se reduce a

$$Q = \dot{Q}\, \Delta t \qquad \text{(kJ)} \tag{2-16}$$

donde $\Delta t = t_2 - t_1$ es el intervalo de tiempo durante el que ocurre el proceso.

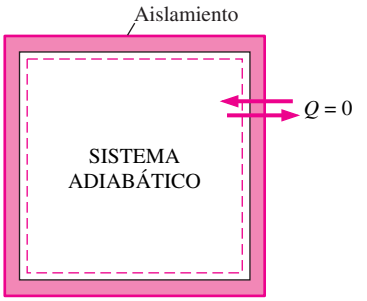


FIGURA 2-14
Durante un proceso adiabático, un sistema no intercambia calor con sus alrededores.

Antecedentes históricos sobre el calor

El calor siempre se percibió como algo que produce una sensación de calidez, por lo que se podría pensar que su naturaleza fue una de las primeras cosas que la humanidad entendió. No obstante, a mediados del siglo XIX se llegó a una verdadera comprensión física sobre la naturaleza del calor, gracias al desarrollo en ese tiempo de la **teoría cinética**, la cual considera a las moléculas como diminutas esferas que se encuentran en movimiento y que por lo tanto poseen energía cinética. De esta manera, el calor se define como la energía relacionada con el movimiento aleatorio de átomos y moléculas. A pesar de que entre el siglo XVIII y principios del XIX se sugirió que el calor es la manifestación del movimiento a nivel molecular (llamado *fuerza viva*), la opinión prevaleciente sobre el calor hasta la mitad del siglo XIX se basó en la teoría calórica propuesta en 1789 por el químico francés Antoine Lavoisier (1744-1794). Esta teoría sostiene que el calor es una sustancia llamada **calórico** similar a un fluido que no tiene masa, es incoloro, inodoro e insípido y que puede pasar de un cuerpo a otro (Fig. 2-16). Cuando se añadía calórico a un cuerpo, se incrementaba su temperatura; cuando se extraía, entonces disminuía. Cuando un cuerpo

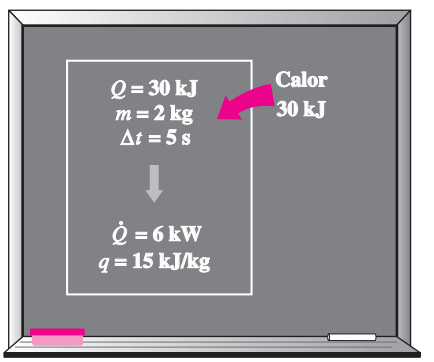


FIGURA 2-15
Relaciones entre q, Q y $\dot{Q}$.

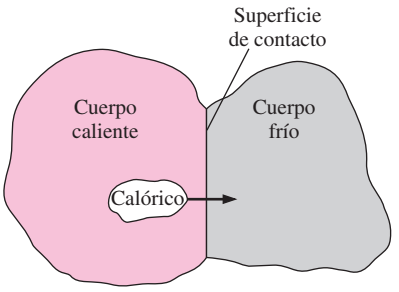


FIGURA 2-16

A principios del siglo XIX, se consideraba al calor como un fluido invisible llamado *calórico* que fluía de los cuerpos más calientes a los más fríos.

ya no podía contener más calórico, de modo similar a cuando en un vaso con agua ya no es posible disolver más sal o azúcar, se decía que el cuerpo estaba saturado con calórico. Esta interpretación dio lugar a los términos *líquido saturado* y *vapor saturado* que aún se usan en la actualidad.

La teoría del calórico experimentó críticas inmediatamente después de su introducción. Sostenía que el calor es una sustancia que no podía ser creada ni destruida; sin embargo, se sabía que el calor podía ser generado de modo indefinido al frotar entre sí las manos o dos trozos de madera. En 1798, el estadounidense Benjamin Thompson (conde Rumford) (1754-1814) demostró en sus artículos que el calor se genera en forma continua por fricción. Muchos otros pusieron en duda la validez de la teoría del calórico, pero fueron los cuidadosos experimentos del inglés James P. Joule (1818-1889) publicados en 1843, los que finalmente convencieron a los escépticos de que el calor no era una sustancia, así que se desechó la teoría del calórico. A pesar de ser abandonada por completo a mediados del siglo XIX, esta teoría contribuyó en gran medida al desarrollo de la termodinámica y la transferencia de calor.

El calor se transfiere mediante tres mecanismos: conducción, convección y radiación. La **conducción** es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia a las adyacentes menos energéticas, como resultado de la interacción entre partículas. La **convección** es la transferencia de energía entre una superficie sólida y el fluido adyacente que se encuentra en movimiento, y tiene que ver con los efectos combinados de la conducción y el movimiento del fluido. La **radiación** es la transferencia de energía debida a la emisión de ondas electromagnéticas (o fotones). Al final de este capítulo se repasan los tres mecanismos de transferencia de calor como un tema de interés especial.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 2, SECC. 4, EN EL DVD.

2-4 ▪ TRANSFERENCIA DE ENERGÍA POR TRABAJO

Al igual que el calor, el trabajo es una interacción de energía que ocurre entre un sistema y sus alrededores. La energía puede cruzar la frontera de un sistema cerrado en forma de calor o trabajo; entonces, *si la energía que cruza la frontera de un sistema cerrado no es calor, debe ser trabajo*. Es fácil reconocer el calor: su fuerza impulsora es una diferencia de temperatura entre el sistema y su entorno. Por lo tanto se puede decir simplemente que una interacción de energía que se origina por algo distinto a una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores es trabajo. De manera más específica, *el trabajo es la transferencia de energía relacionada con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia*. Un pistón ascendente, un eje giratorio y un cable eléctrico que cruzan las fronteras del sistema son situaciones que se relacionan con interacciones de trabajo.

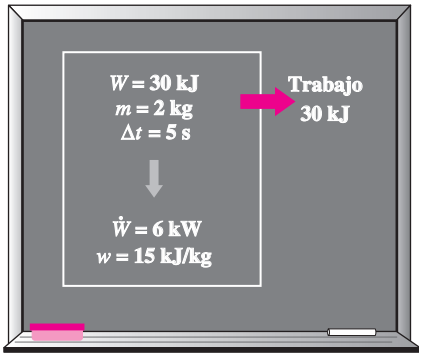


FIGURA 2-17

Relaciones entre w, W y $\dot{W}$.

El trabajo es también una forma de energía transferida como calor y por lo tanto tiene unidades de energía como kJ. El trabajo realizado durante un proceso entre los estados 1 y 2 se denota por W_{12} o sólo W. El trabajo *por unidad de masa* de un sistema se denota mediante w y se expresa como

$$w = \frac{W}{m} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{2-17}$$

El trabajo realizado *por unidad de tiempo* se llama **potencia**, se denota con $\dot{W}$ (Fig. 2-17) y su unidad es kJ/s, o kW.

Calor y trabajo son *cantidades direccionales* y la descripción completa de sus interacciones requieren la especificación de la *magnitud* y la *dirección*. Una forma de hacer esto es adoptar una convención de signo: generalmente se acepta para las interacciones de calor y trabajo la **convención de signo formal** definida como *la transferencia de calor hacia un sistema y el trabajo hecho por un sistema son positivos*; *la transferencia de calor desde un sistema y el trabajo hecho sobre un sistema son negativos.* Otra forma es usar los subíndices *entrada* y *salida* para indicar la dirección (Fig. 2-18), por ejemplo, la introducción de 5 kJ de trabajo se expresa como $W_{\text{entrada}} = 5$ kJ, en tanto que una pérdida de calor de 3 kJ se expresa como $Q_{\text{salida}} = 3$ kJ. Cuando se desconoce la dirección de una interacción de calor o trabajo, simplemente se *supone* una dirección (con el subíndice *entrada* o *salida*) para determinar la interacción. Un resultado positivo indica que la dirección supuesta es correcta, mientras que un resultado negativo indica que la relación de la interacción es opuesta a la dirección preestablecida: es como suponer una dirección para una fuerza desconocida al resolver un problema de estática, e invertir la dirección cuando se obtiene un resultado negativo para dicha fuerza. En este libro se utiliza el *método intuitivo*, con el que se eliminan las necesidades de adoptar una convención formal de signo y de asignar cuidadosamente valores negativos a algunas interacciones.

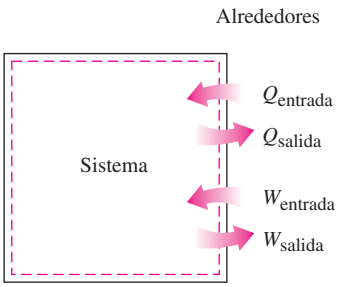


FIGURA 2-18
Especificaciones de las direcciones de calor y trabajo.

Observe que una cantidad transferida hacia o desde un sistema durante una interacción no es una propiedad puesto que la medida de dicha cantidad depende de algo más que sólo el estado del sistema. El calor y el trabajo son *mecanismos de transferencia de energía* entre un sistema y sus alrededores, y existen muchas similitudes entre ellos:

1. Tanto el calor como el trabajo pueden ser reconocidos en las fronteras de un sistema cuando las cruzan; es decir, son fenómenos de *frontera*.
2. Los sistemas poseen energía, pero el calor o el trabajo no.
3. Ambos se relacionan con un *proceso*, no con un estado. A diferencia de las propiedades, ni el calor ni el trabajo tienen significado en un estado.
4. Ambos son *funciones de la trayectoria* (es decir, sus magnitudes dependen de la trayectoria seguida durante un proceso, así como de los estados finales).

Las **funciones de la trayectoria** tienen **diferenciales inexactas** designadas por el símbolo δ. En consecuencia, una cantidad diferencial de calor o trabajo se representa mediante δQ o δW, respectivamente, en lugar de dQ o dW. Sin embargo, las propiedades son **funciones de punto** (es decir, sólo dependen del estado y no de cómo un sistema llega a ese estado) y tienen **diferenciales exactas** designadas por el símbolo d. Un pequeño cambio de volumen, por ejemplo, se representa por dV, y el cambio de volumen total durante un proceso entre los estados 1 y 2 es

$$\int_1^2 dV = V_2 - V_1 = \Delta V$$

Es decir, el cambio de volumen entre los procesos 1 y 2 es siempre el volumen en el estado 2 menos el volumen en el estado 1, sin importar la trayectoria seguida (Fig. 2-19). Sin embargo, el trabajo total realizado entre los procesos 1 y 2 es

$$\int_1^2 \delta W = W_{12} \qquad (no\ \Delta W)$$

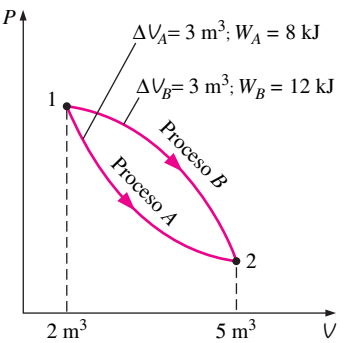


FIGURA 2-19
Las propiedades son funciones puntuales; pero el calor y el trabajo son funciones de la trayectoria (sus magnitudes dependen de la trayectoria seguida).

Es decir, el trabajo total se obtiene al seguir la trayectoria del proceso y sumar las cantidades diferenciales de trabajo (δW) efectuadas a lo largo del trayecto. La integral de δW *no es* $W_2 - W_1$ (es decir, el trabajo en el estado 2 menos el del estado 1), lo cual carece de sentido puesto que el trabajo no es una propiedad y los sistemas no poseen trabajo en un estado.

FIGURA 2-20
Esquema para el ejemplo 2-3.

EJEMPLO 2-3 Combustión de una vela en un espacio aislado

Una vela se consume en una habitación aislada. Considere la habitación (el aire más la vela) como el sistema y determine *a*) si hay alguna transferencia de calor durante este proceso de combustión y *b*) si hay algún cambio en la energía del sistema.

Solución Se considera la combustión de una vela en una habitación bien aislada y se determinará si hay alguna transferencia de calor y algún cambio de energía interna.

Análisis *a*) Las superficies internas de la habitación forman la frontera del sistema, según se indica mediante la línea discontinua en la figura 2-20. Como se señaló, el calor se reconoce cuando cruza los límites. Dado que la habitación está perfectamente aislada, se tiene un sistema adiabático y ninguna cantidad de calor cruza las fronteras. Por consiguiente, $Q = 0$ para este proceso.

b) La energía interna conlleva otras formas de energía (sensible, latente, química, nuclear). Durante el proceso descrito, parte de la energía química se convierte en sensible. Como no hay aumento o disminución de la energía interna total del sistema, $\Delta U = 0$ para este proceso.

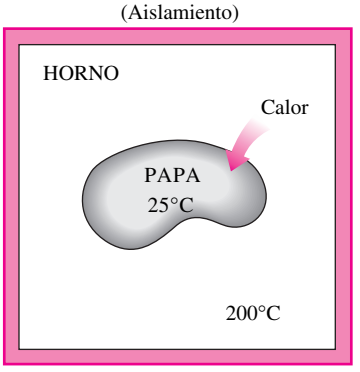


FIGURA 2-21
Esquema para el ejemplo 2-4.

EJEMPLO 2-4 Calentamiento de una papa en un horno

Una papa a temperatura ambiente (25ºC) es cocinada en un horno que se mantiene a 200ºC, como se ilustra en la figura 2-21. ¿Hay alguna transferencia de calor durante este proceso?

Solución Se hornea una papa y se determinará si hay alguna transferencia de calor durante este proceso.

Análisis El problema está mal definido puesto que no se especifica el sistema. Se supondrá que se analiza a la papa, por lo que ésta será el sistema. Así, se puede considerar que la cáscara de la papa es la frontera del sistema, a la cual atraviesa parte de la energía producida en el horno. Como la fuerza impulsora para esta transferencia de energía es una diferencia de temperatura, se trata de un proceso de transferencia de calor.

EJEMPLO 2-5 Calentamiento de un horno por transferencia de trabajo

Un horno eléctrico bien aislado aumenta su temperatura por medio de un elemento de calentamiento. Si se considera todo el horno como el sistema, incluido el elemento de calentamiento, determine si se trata de una interacción de calor o trabajo.

Solución Un horno eléctrico bien aislado es calentado y se determinará si esto es una interacción de trabajo o calor.

Análisis En este problema, las superficies internas del horno forman las fronteras del sistema (Fig. 2-22). Es evidente que el contenido de energía del horno se incrementa durante este proceso, según se comprueba por el aumento de temperatura. Esta transferencia de energía al horno se debe no a una diferencia de temperatura entre el horno y el aire circundante, sino a los *electrones* que cruzan la frontera del sistema y, por lo tanto, realizan trabajo. Por consiguiente, ésta es una interacción de trabajo.

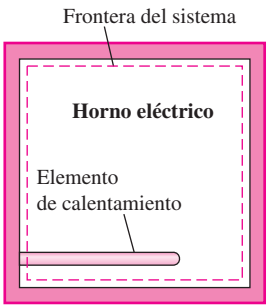


FIGURA 2-22
Esquema para el ejemplo 2-5.

EJEMPLO 2-6 Calentamiento de un horno mediante transferencia de calor

Conteste la pregunta del ejemplo 2-5 considerando que el sistema está conformado sólo por el aire contenido en el horno y sin que éste cuente con el elemento de calentamiento.

Solución La pregunta del ejemplo 2-5 se considerará de nuevo pero ahora el sistema sólo consta del aire dentro del horno.

Análisis La frontera del sistema incluirá la superficie externa del elemento de calentamiento sin cortarlo (Fig. 2-23), por lo tanto ningún electrón cruza la frontera del sistema en ningún punto. En cambio, la energía generada en el interior del elemento de calentamiento se transferirá al aire de su entorno como resultado de la diferencia de temperatura entre éste y el elemento. De esta manera se tiene un proceso de transferencia de calor.

Explicación En ambos casos, la cantidad de transferencia de energía hacia el aire es la misma. En estos dos ejemplos se observa que una transferencia de energía puede corresponder a calor o trabajo, dependiendo de cómo se seleccione el sistema.

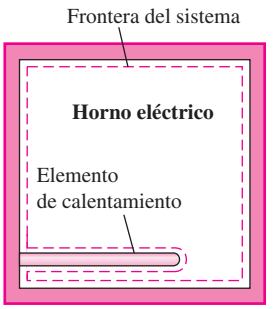


FIGURA 2-23
Esquema para el ejemplo 2-6.

Trabajo eléctrico

En el ejemplo 2-5 se señaló que los electrones que cruzan la frontera del sistema realizan trabajo eléctrico sobre ésta. En un campo eléctrico, los electrones de un alambre se mueven por el efecto de fuerzas electromotrices, por lo tanto realizan trabajo. Cuando N coulombs de carga eléctrica se mueven a través de una diferencia de potencial $\mathbf{V}$, el trabajo eléctrico realizado es

$$W_e = \mathbf{V}N$$

el cual se expresa también en forma de tasa como

$$\dot{W}_e = \mathbf{V}I \qquad (\text{W}) \tag{2-18}$$

donde $\dot{W}_e$ es la **potencia eléctrica** e $\boldsymbol{I}$ es el número de cargas eléctricas que fluyen por unidad de tiempo, es decir, la *corriente* (Fig. 2-24). En general, tanto $\mathbf{V}$ como $\boldsymbol{I}$ varían con el tiempo y el trabajo eléctrico realizado durante un intervalo de tiempo Δt se expresa como

$$W_e = \int_1^2 \mathbf{V}I\,dt \qquad (\text{kJ}) \tag{2-19}$$

Si tanto $\mathbf{V}$ como $\boldsymbol{I}$ permanecen constantes durante el intervalo de tiempo Δt, la ecuación se reduce a

$$W_e = \mathbf{V}I\ \Delta t \qquad (\text{kJ}) \tag{2-20}$$

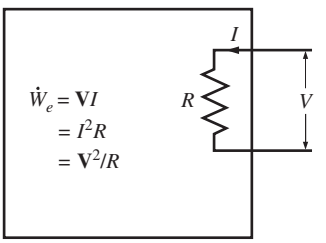


FIGURA 2-24
Potencia eléctrica en términos de resistencia R, corriente I y diferencia de potencial $\mathbf{V}$.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 2, SECC. 5, EN EL DVD.

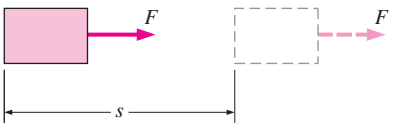


FIGURA 2-25
El trabajo hecho es proporcional a la fuerza aplicada (F) y la distancia recorrida (s).

FIGURA 2-26
Si no hay movimiento, no se realiza trabajo.

© Reimpresa con autorización especial de King Features Syndicate.

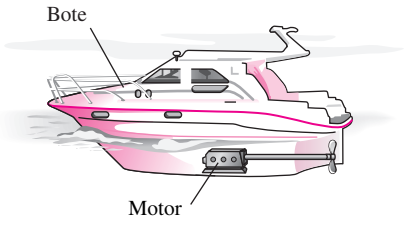


FIGURA 2-27
La transmisión de energía mediante ejes rotatorios se encuentra comúnmente en la práctica.

2-5 ▪ FORMAS MECÁNICAS DEL TRABAJO

Hay diversas formas de hacer trabajo, cada una relacionada de cierta manera con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia (Fig. 2-25). En la mecánica elemental, el trabajo que realiza una fuerza constante F sobre un cuerpo que se desplaza una distancia s en la dirección de la fuerza se expresa como

$$W = Fs \qquad \text{(kJ)} \tag{2-21}$$

Si la fuerza F no es constante, el trabajo realizado se obtiene al sumar (es decir, integrar) las cantidades diferenciales de trabajo,

$$W = \int_1^2 F\, ds \qquad \text{(kJ)} \tag{2-22}$$

Es obvio que para efectuar esta integración es necesario saber cómo varía la fuerza con el desplazamiento, y las ecuaciones 2-21 y 2-22 sólo proporcionan la magnitud del trabajo. El signo se determina con facilidad a partir de consideraciones físicas: el trabajo que sobre un sistema realiza una fuerza externa que actúa en la dirección del movimiento es negativo, y el trabajo que lleva a cabo un sistema contra una fuerza externa que actúa en dirección opuesta al movimiento es positivo.

Hay dos requisitos para que se presente una interacción de trabajo entre un sistema y sus alrededores: 1) debe haber una *fuerza* que actúe sobre los límites y 2) éstos deben *moverse*. Por lo tanto, la presencia de fuerzas en la frontera sin ningún desplazamiento de la misma no constituye una interacción de trabajo. De modo similar, el desplazamiento de la frontera sin ninguna fuerza que se oponga a este movimiento o lo impulse (como la expansión de un gas al interior de un espacio al vacío) no es una interacción de trabajo ya que no se transfiere energía.

En muchos problemas termodinámicos el trabajo mecánico es la única forma de trabajo, y se relaciona con el movimiento de la frontera de un sistema o el del propio sistema como un todo (Fig. 2-26). A continuación se analizan algunas formas comunes de trabajo mecánico.

Trabajo de flecha

La transmisión de energía mediante un eje rotatorio es una práctica muy común en la ingeniería (Fig. 2-27). Con frecuencia el momento de torsión T aplicado al eje es constante, lo cual significa que la fuerza F aplicada también es constante. Para un determinado momento de torsión constante, el trabajo hecho durante n revoluciones se determina así: una fuerza F que actúa por medio de un brazo de momento r genera un momento de torsión T (Fig. 2-28)

$$\mathrm{T} = Fr \quad \rightarrow \quad F = \frac{\mathrm{T}}{r} \tag{2-23}$$

Esta fuerza actúa a lo largo de una distancia s, que se relaciona con el radio r mediante

$$s = (2\pi r)n \tag{2-24}$$

El trabajo de flecha se determina a partir de

$$W_{\text{flecha}} = Fs = \left(\frac{\mathrm{T}}{r}\right)(2\pi rn) = 2\pi n\mathrm{T} \qquad \text{(kJ)} \tag{2-25}$$

La potencia transmitida mediante la flecha es el trabajo de flecha por unidad de tiempo, que se puede expresar como

$$\dot{W}_{\text{flecha}} = 2\pi \dot{n}\mathrm{T} \qquad \text{(kW)} \tag{2-26}$$

donde $\dot{n}$ es el número de revoluciones por unidad de tiempo.

EJEMPLO 2-7 Transmisión de potencia mediante la flecha de un automóvil

Determine la potencia transmitida por la flecha de un automóvil cuando el momento de torsión aplicado es de 200 N · m y la flecha gira a razón de 4 000 revoluciones por minuto (rpm).

Solución El momento de torsión y las revoluciones por minuto para un motor de automóvil son los datos. Se determinará la potencia transmitida.

Análisis En la figura 2-29 se bosqueja el automóvil. El trabajo de flecha se determina directamente a partir de

$$\dot{W}_{\text{flecha}} = 2\pi\dot{n}T = (2\pi)\left(4\,000\,\frac{1}{\text{min}}\right)(200\ \text{N}\cdot\text{m})\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\,000\ \text{N}\cdot\text{m}}\right)$$

$$= \mathbf{83.8\ kW} \qquad (\text{o } 112\ \text{hp})$$

Explicación La potencia que transmite la flecha es proporcional al momento de torsión y a la velocidad rotacional.

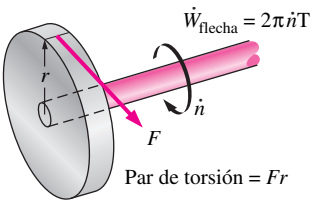


FIGURA 2-28
El trabajo de flecha es proporcional al par de torsión aplicado y al número de revoluciones de la flecha.

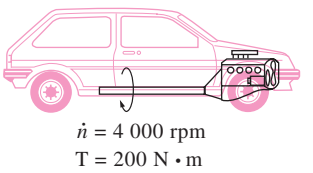


FIGURA 2-29
Esquema para el ejemplo 2-7.

Trabajo de resorte

Todos sabemos que cuando se aplica una fuerza a un resorte, la longitud de éste cambia (Fig. 2-30). Cuando esta longitud cambia en una cantidad diferencial dx bajo la influencia de una fuerza F, el trabajo efectuado es

$$\delta W_{\text{resorte}} = F\,dx \qquad \textbf{(2-27)}$$

Para determinar el trabajo total del resorte es necesario conocer una relación funcional entre F y x. Para resortes elásticos lineales, el desplazamiento x es proporcional a la fuerza aplicada (Fig. 2-31). Es decir,

$$F = kx \qquad (\text{kN}) \qquad \textbf{(2-28)}$$

donde k es la constante de resorte y tiene las unidades kN/m. El desplazamiento x se mide a partir de la posición de reposo del resorte (es decir, $x = 0$ cuando $F = 0$). Al sustituir la ecuación 2-28 en la ecuación 2-27 e integrar, se obtiene

$$W_{\text{resorte}} = \tfrac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) \qquad (\text{kJ}) \qquad \textbf{(2-29)}$$

donde x_1 y x_2 son los desplazamientos inicial y final del resorte, respectivamente, medidos a partir de la posición de reposo del resorte.

Hay muchas otras formas de trabajo mecánico. A continuación se presentan algunas brevemente.

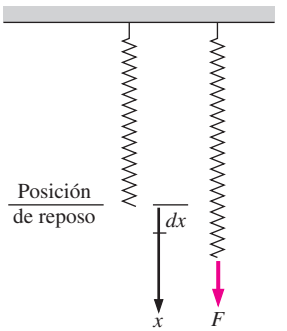


FIGURA 2-30
Elongación de un resorte bajo la influencia de una fuerza.

Trabajo hecho sobre barras sólidas elásticas

Los sólidos suelen modelarse como resortes lineales debido a que bajo la acción de una fuerza se contraen o se alargan (Fig. 2-32) y cuando ésta se elimina regresan a su longitud original. Esto es cierto siempre y cuando la fuerza se mantenga dentro del límite elástico, es decir, que no sea demasiado grande como para causar deformaciones permanentes (plásticas). Por consiguiente, las ecuaciones para un resorte lineal también son aplicables a las barras sólidas elásticas. Alternativamente, se puede determinar el trabajo rela-

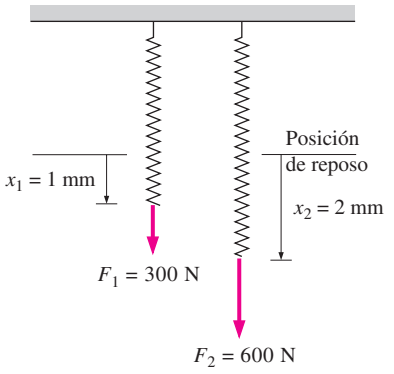


FIGURA 2-31
El desplazamiento de un resorte lineal se duplica al duplicar la fuerza.

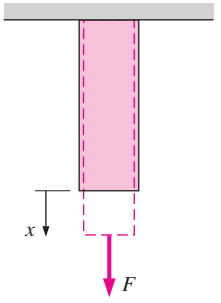


FIGURA 2-32
Las barras sólidas se comportan como resortes bajo la influencia de una fuerza.

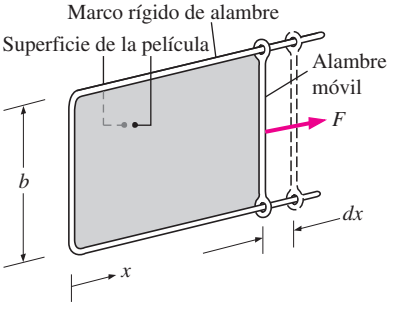


FIGURA 2-33
Estiramiento de una película líquida con un alambre móvil.

cionado con la extensión o contracción de estas barras al sustituir la presión P por su contraparte en los sólidos, el *esfuerzo normal* $\sigma_n = F/A$, en la expresión para el trabajo:

$$W_{\text{elástico}} = \int_1^2 F\,dx = \int_1^2 \sigma_n A\,dx \qquad \text{(kJ)} \tag{2-30}$$

donde A es el área de la sección transversal de la barra. Observe que el esfuerzo normal tiene unidades de presión.

Trabajo relacionado con el estiramiento de una película líquida

Considere una película líquida de jabón, por ejemplo, suspendida en un marco ajustable de alambre (Fig. 2-33). Se sabe por experiencia que se requiere cierta fuerza para estirar la película con el lado móvil del marco de alambre. Esta fuerza se emplea para vencer las fuerzas microscópicas entre las moléculas existentes en las interfaces líquido-aire. Estas fuerzas microscópicas son perpendiculares a cualquier línea de la superficie, y la fuerza que generan por unidad de longitud se llama **tensión superficial** σ_s, cuya unidad es N/m. Por lo tanto, el trabajo relacionado con el estiramiento de una película también se llama *trabajo de tensión superficial*, determinado por

$$W_{\text{superficial}} = \int_1^2 \sigma_s\,dA \qquad \text{(kJ)} \tag{2-31}$$

donde $dA = 2b\,dx$ es el cambio en el área superficial de la película. El factor 2 se debe a que la película tiene dos superficies en contacto con el aire. La fuerza que actúa sobre el alambre móvil como resultado de los efectos de la tensión superficial es $F = 2b\sigma_s$ donde σ_s es la fuerza de la tensión superficial por unidad de longitud.

Trabajo hecho para elevar o acelerar un cuerpo

Cuando un cuerpo se eleva en un campo gravitacional se incrementa su energía potencial. De manera similar, cuando un cuerpo es acelerado, se incrementa su energía cinética. El principio de conservación de la energía requiere que sea transferida una cantidad equivalente de energía al cuerpo que está siendo elevado o acelerado. Recuerde que la energía se transfiere a una masa mediante calor o trabajo, y en este caso la energía transferida no es calor puesto que la fuerza impulsora no es producto de una diferencia de temperatura; por lo tanto, debe ser trabajo. Así, se concluye que 1) la transferencia de trabajo requerida para elevar un cuerpo es igual al cambio en la energía potencial del cuerpo y 2) la transferencia de trabajo necesaria para acelerar un cuerpo es igual al cambio de energía cinética del cuerpo (Fig. 2-34). Similarmente, la energía cinética o potencial de un cuerpo representa el trabajo que se obtiene del cuerpo a medida que éste regresa al nivel de referencia o es desacelerado a velocidad cero.

La explicación anterior junto con la consideración para la fricción y otras pérdidas son la base para determinar la potencia nominal de los motores usados para impulsar dispositivos como elevadores, escaleras eléctricas, bandas transportadoras y teleféricos. También desempeñan un papel primordial en el diseño de motores de aviones y automóviles y en el establecimiento de la cantidad de potencia hidroeléctrica que se puede producir a partir de un embalse de agua determinado, que es simplemente la energía potencial del agua en relación con la ubicación de la turbina hidráulica.

EJEMPLO 2-8 Requerimientos de potencia de un automóvil para subir una cuesta

Considere un automóvil de 1 200 kg a una velocidad constante de 90 km/h sobre una carretera plana que después empieza a subir por una cuesta de 30° con respecto a la horizontal (Fig. 2-35). Si la velocidad del automóvil debe permanecer constante durante la subida, determine la potencia adicional que debe suministrar el motor.

Solución Un automóvil que subirá por una cuesta debe mantener una velocidad constante. Se determinará la potencia adicional requerida.

Análisis La potencia adicional es el trabajo requerido por unidad de tiempo para que el auto logre ascender, lo cual es igual al cambio de energía potencial del automóvil por unidad de tiempo:

$$\dot{W}_g = mg\ \Delta z/\Delta t = mgV_{\text{vertical}}$$

$$= (1\,200\ \text{kg})(9.81\ \text{m/s}^2)(90\ \text{km/h})(\text{sen}\ 30°)\left(\frac{1\ \text{m/s}}{3.6\ \text{km/h}}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 147\ \text{kJ/s} = \mathbf{147\ kW} \qquad (\text{o } 197\ \text{hp})$$

Explicación Si se requiere que el automóvil mantenga su velocidad, observe que el motor del automóvil tendrá que producir casi 200 hp de potencia adicional mientras sube la cuesta.

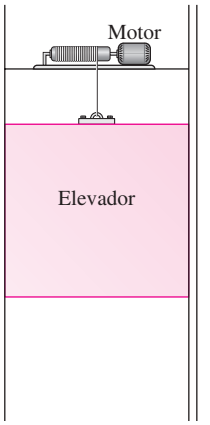


FIGURA 2-34
La energía transferida a un cuerpo mientras es elevado es igual al cambio en su energía potencial.

EJEMPLO 2-9 Potencia que requiere un automóvil para acelerar

Determine la potencia requerida para acelerar un auto de 900 kg (Fig. 2-36) desde el reposo hasta una velocidad de 80 km/h en 20 s sobre una carretera plana.

Solución Se determinará la potencia requerida para acelerar un automóvil hasta una velocidad especificada.

Análisis El trabajo necesario para acelerar un cuerpo es el cambio de energía cinética de éste,

$$W_a = \tfrac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) = \tfrac{1}{2}(900\ \text{kg})\left[\left(\frac{80\,000\ \text{m}}{3\,600\ \text{s}}\right)^2 - 0^2\right]\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 222\ \text{kJ}$$

La potencia promedio se determina a partir de

$$\dot{W}_a = \frac{W_a}{\Delta t} = \frac{222\ \text{kJ}}{20\ \text{s}} = \mathbf{11.1\ kW} \qquad (\text{o bien } 14.9\ \text{hp})$$

Explicación Esto es adicional a la potencia requerida para vencer la fricción, la resistencia de rodamiento y otras imperfecciones.

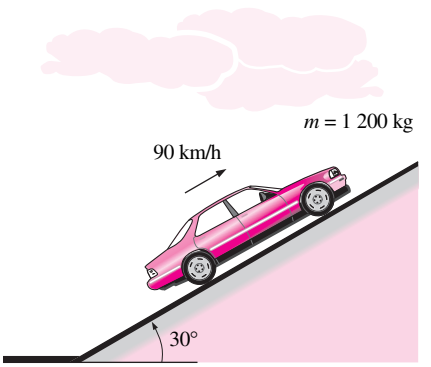


FIGURA 2-35
Esquema para el ejemplo 2-8.

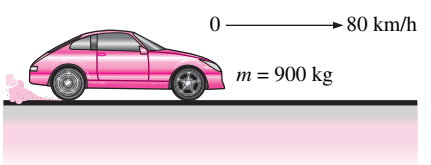


FIGURA 2-36
Esquema para el ejemplo 2-9.

Formas no mecánicas del trabajo

La sección 2-5 representa una cobertura bastante completa de las formas mecánicas del trabajo, excepto del *trabajo de frontera móvil*, el cual se trata en el capítulo 4. Sin embargo, algunos modos de trabajo encontrados en la práctica son de naturaleza no mecánica, pero pueden tratarse de manera similar si se identifica una *fuerza generalizada F* que actúa en dirección de un *despla-*

zamiento generalizado x. Entonces, el trabajo relacionado con el desplazamiento diferencial bajo la influencia de esa fuerza se determina a partir de $\delta W = F\,dx$.

Algunos ejemplos de modos no mecánicos de trabajo son el **trabajo eléctrico**, en el que la fuerza generalizada es el *voltaje* (el potencial eléctrico) y el desplazamiento generalizado es la *carga eléctrica* como se explicó antes; el **trabajo magnético**, donde la fuerza generalizada es la *intensidad del campo magnético* y el desplazamiento generalizado es el *momento dipolar magnético*, y el **trabajo de polarización eléctrica** en el que la fuerza generalizada es la *intensidad de campo eléctrico* y el desplazamiento generalizado es la *polarización del medio* (la suma de los momentos dipolares eléctricos de rotación de las moléculas). El tratamiento detallado de éstos y otros modos de trabajo no mecánico se encuentran en libros especializados.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 2, SECC. 6, EN EL DVD.

2-6 ▪ LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Hasta el momento se han considerado por separado varias formas de energía como el calor Q, el trabajo W y la energía total E, y no se ha hecho ningún intento para relacionarlas entre sí durante un proceso. La *primera ley de la termodinámica*, conocida también como *el principio de conservación de la energía*, brinda una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de energía. A partir de observaciones experimentales, la primera ley de la termodinámica establece que *la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso*; *sólo puede cambiar de forma*. Por lo tanto, cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse durante un proceso.

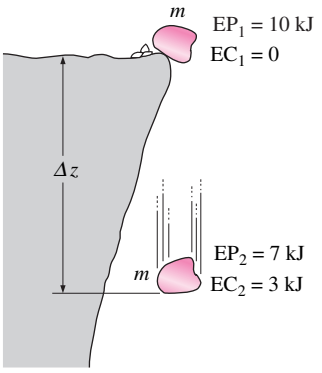


FIGURA 2-37

La energía no se crea ni se destruye, sólo cambia de forma.

Se sabe que una roca en alguna elevación posee cierta energía potencial, y que parte de ésta se convierte en cinética cuando cae la roca (Fig. 2-37). Los datos experimentales muestran que la disminución de energía potencial ($mg\,\Delta z$) es exactamente igual al incremento en energía cinética $\left[m(V_2^2 - V_1^2)/2\right]$ cuando la resistencia del aire es insignificante, con lo que se confirma el principio de conservación de la energía para la energía mecánica.

Considere un sistema que experimenta una serie de procesos *adiabáticos* desde un estado especificado 1 a otro también especificado 2. Siendo adiabáticos, es evidente que estos procesos no tienen que ver con transferencia de calor, pero sí con varias clases de interacción de trabajo. Las mediciones cuidadosas durante estos experimentos indican lo siguiente: *para todos los procesos adiabáticos entre dos estados especificados de un sistema cerrado, el trabajo neto realizado es el mismo sin importar la naturaleza del sistema cerrado ni los detalles del proceso*. Considerando que existe un número infinito de maneras para llevar a cabo interacciones de trabajo en condiciones adiabáticas, el enunciado anterior parece ser muy poderoso para tener implicaciones trascendentes. Este enunciado, basado en gran medida en los experimentos hechos por Joule en la primera mitad del siglo XIX, no se puede extraer de ningún otro principio físico conocido y se reconoce como principio fundamental o **primera ley de la termodinámica** o sólo **primera ley**.

Una consecuencia importante de la primera ley es la existencia y definición de la propiedad *energía total E*. Considerando que el trabajo neto es el mismo para todos los procesos adiabáticos de un sistema cerrado entre dos estados especificados, el valor del trabajo neto debe depender únicamente de los estados finales del sistema y por lo tanto debe corresponder al cambio en una propiedad del sistema; esta propiedad es la *energía total*. Note que la primera

ley no hace referencia al valor de la energía total de un sistema cerrado en un estado, tan sólo establece que el *cambio* de energía total durante un proceso adiabático debe ser igual al trabajo neto realizado. En consecuencia, se puede asignar cualquier valor arbitrario conveniente a la energía total en un estado específico para servir como punto de referencia.

Implícita en el enunciado de la primera ley se encuentra la conservación de la energía. Aunque la esencia de la primera ley es la existencia de la propiedad *energía total*, con frecuencia se considera a la primera ley como un enunciado del principio de *la conservación de la energía*. A continuación se desarrolla la relación de la primera ley con la ayuda de algunos ejemplos familiares utilizando argumentos intuitivos.

Primero, se consideran algunos procesos en los que hay transferencia de calor pero no interacciones de trabajo. La papa cocida en el horno es un buen ejemplo para este caso (Fig. 2-38). Como resultado de la transferencia de calor a la papa, se incrementará la energía de ésta. Si se ignora cualquier transferencia de masa (la pérdida de humedad de la papa), el incremento en la energía total de la papa se vuelve igual a la cantidad de transferencia de calor. Es decir, si se transfieren 5 kJ de calor a la papa, su energía se incrementa también en 5 kJ.

Otro ejemplo, considere el calentamiento del agua contenida en una cacerola sobre una estufa (Fig. 2-39). Si se transfieren 15 kJ de calor al agua desde el elemento de calentamiento y se pierden 3 kJ del agua al aire circundante, el incremento de energía del agua será igual a la transferencia neta de calor al agua, que es de 12 kJ.

Ahora se tiene como sistema a una habitación perfectamente aislada (es decir, adiabática) calentada mediante un calentador eléctrico (Fig. 2-40). Como resultado del trabajo eléctrico realizado, se incrementará la energía del sistema. Como el sistema es adiabático y no puede haber transferencia de calor desde o hacia los alrededores ($Q = 0$), el principio de conservación de la energía dicta que el trabajo eléctrico hecho sobre el sistema debe ser igual al incremento de energía del sistema.

Esta vez se sustituye el calentador eléctrico por una rueda de paletas (Fig. 2-41). Como resultado del proceso de agitación se incrementa la energía del sistema y de nuevo, como no existe interacción de calor entre el sistema y sus alrededores ($Q = 0$), el trabajo de la flecha (eje) realizado sobre el sistema debe presentarse como un incremento en la energía del sistema.

Algo notable es que la temperatura del aire aumenta cuando se comprime (Fig. 2-42) debido a que la energía se transfiere al aire en forma de trabajo de frontera. En ausencia de transferencia de calor ($Q = 0$), todo el trabajo de frontera se almacena en el aire como parte de su energía total. El principio de conservación de la energía dicta que el incremento en la energía del sistema debe ser igual al trabajo de frontera realizado sobre el sistema.

Es posible extender estos criterios a sistemas en los que se tienen al mismo tiempo varias interacciones de calor y trabajo. Por ejemplo, si un sistema gana 12 kJ de calor durante un proceso mientras que el trabajo realizado sobre él es de 6 kJ, el incremento en la energía del sistema durante el proceso es de 18 kJ (Fig. 2-43). Es decir, el cambio en la energía de un sistema durante un proceso es igual a la transferencia neta de energía hacia (o desde) el sistema.

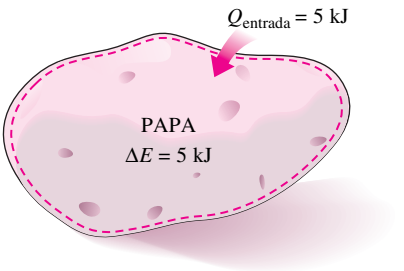


FIGURA 2-38
El incremento en la energía de una papa dentro de un horno es igual a la cantidad de calor transferido a ésta.

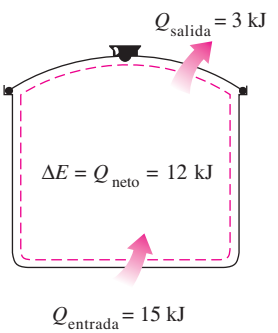


FIGURA 2-39
En ausencia de interacciones de trabajo, el cambio de energía de un sistema es igual a la transferencia neta de calor.

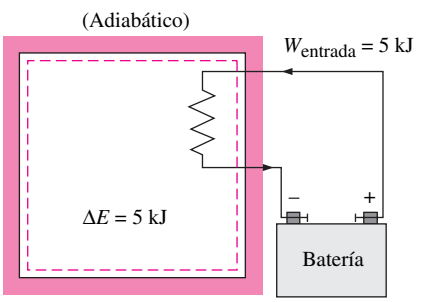


FIGURA 2-40
El trabajo (eléctrico) hecho sobre un sistema adiabático es igual al incremento en la energía del sistema.

Balance de energía

De acuerdo con el análisis anterior, el principio de conservación de la energía se expresa: *el cambio neto (incremento o disminución) en la energía total del*

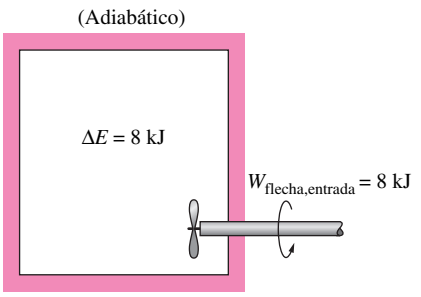


FIGURA 2-41
El trabajo (flecha) realizado sobre un sistema adiabático es igual al incremento en la energía del sistema.

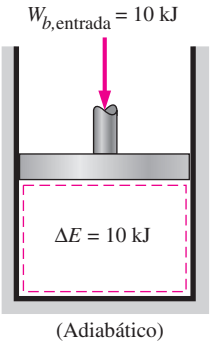


FIGURA 2-42
El trabajo (de frontera) realizado sobre un sistema adiabático es igual al incremento en la energía del sistema.

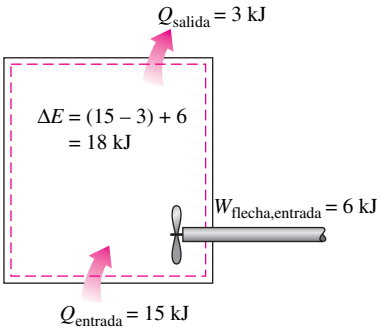


FIGURA 2-43
El cambio de energía de un sistema durante un proceso es igual al trabajo *neto* y la transferencia de calor entre el sistema y sus alrededores.

sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso. Es decir,

$$\begin{pmatrix}\text{Energía total que}\\ \text{entra al sistema}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Energía total que}\\ \text{sale del sistema}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Cambio en la energía}\\ \text{total del sistema}\end{pmatrix}$$

o

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$$

Esta relación es más conocida como **balance de energía** y es aplicable a cualquier tipo de sistema que experimenta cualquier clase de proceso. El uso exitoso de esta relación para resolver problemas de ingeniería depende de la comprensión de las distintas formas de energía y de reconocer los modos como ésta se transfiere.

Cambio de energía de un sistema, $\Delta E_{\text{sistema}}$

Para determinar el cambio de energía de un sistema durante un proceso se requiere evaluar la energía del sistema al principio y al final del proceso y encontrar su diferencia. Es decir,

$$\text{Cambio de energía} = \text{Energía en el estado final} - \text{Energía en el estado inicial}$$

o

$$\Delta E_{\text{sistema}} = E_{\text{final}} - E_{\text{inicial}} = E_2 - E_1 \qquad \textbf{(2-32)}$$

Observe que la energía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que cambie el estado del sistema. Por lo tanto, el cambio de energía de un sistema es cero si el estado no se modifica durante el proceso. También, es posible que exista energía en numerosas formas: interna (sensible, latente, química y nuclear), cinética, potencial, eléctrica y magnética, por lo que la suma de ellas constituye la *energía total E* de un sistema. En ausencia de efectos eléctricos, magnéticos y de tensión superficial (para sistemas compresibles simples), el cambio en la energía total del sistema durante un proceso es la suma de los cambios en sus energías interna, cinética y potencial, lo cual se expresa como

$$\Delta E = \Delta U + \Delta \text{EC} + \Delta \text{EP} \qquad \textbf{(2-33)}$$

donde

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$
$$\Delta \text{EC} = \tfrac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2)$$
$$\Delta \text{EP} = mg(z_2 - z_1)$$

Cuando se especifican los estados inicial y final los valores de las energías internas específicas u_1 y u_2 se determinan directamente de las tablas de propiedades o de las relaciones de propiedades termodinámicas.

La mayor parte de los sistemas encontrados en la práctica son estacionarios, es decir, no tienen que ver con cambios en su velocidad o elevación durante un proceso (Fig. 2-44). Así, para **sistemas estacionarios**, los cambios en las energías cinética y potencial son cero (es decir, $\Delta \text{EC} = \Delta \text{EP} = 0$), y la relación del cambio de energía total en la ecuación 2-33 se reduce a $\Delta E = \Delta U$ para tales sistemas. También, la energía de un sistema durante un proceso cambiará incluso si únicamente una forma de su energía cambia mientras que las otras permanecen sin alteración.

Mecanismos de transferencia de energía, $E_{entrada}$ y E_{salida}

La energía se puede transferir hacia o desde un sistema en tres formas: *calor*, *trabajo* y *flujo másico*. Las interacciones de energía se reconocen en las fronteras del sistema cuando lo cruzan, y representan la energía que gana o pierde un sistema durante un proceso. Las únicas dos formas de interacción de la energía relacionadas con una masa fija o sistema cerrado son las *transferencias de calor* y *de trabajo.*

1. **Transferencia de calor,** Q La transferencia de calor hacia un sistema (ganancia de calor) incrementa la energía de las moléculas y por lo tanto la del sistema; asimismo, la transferencia de calor desde un sistema (pérdida de calor) la disminuye, ya que la energía transferida como calor viene de la energía de las moléculas del sistema.
2. **Transferencia de trabajo,** W Una interacción de energía que no es causada por una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores es trabajo. Un émbolo ascendente, un eje rotatorio y un alambre eléctrico que cruzan la frontera del sistema se relacionan con interacciones de trabajo. La transferencia de trabajo a un sistema (es decir, el trabajo realizado sobre un sistema) incrementa la energía de éste, mientras que la transferencia de trabajo desde un sistema (es decir, el trabajo realizado por el sistema) la disminuye, puesto que la energía transferida como trabajo viene de la energía contenida en el sistema. Los motores de automóviles y las turbinas hidráulicas, de vapor o de gas, producen trabajo mientras que los compresores, las bombas y los mezcladores consumen trabajo.
3. **Flujo másico,** m El flujo másico que entra y sale del sistema funciona como un mecanismo adicional de transferencia de energía. Cuando entra masa a un sistema, la energía de éste aumenta debido a que la masa lleva consigo energía (de hecho, la masa es energía). De igual modo, cuando una cantidad de masa sale del sistema, la energía de éste disminuye porque la masa que sale saca algo consigo. Por ejemplo, cuando cierta cantidad de agua caliente sale de un calentador y es reemplazada por agua fría en la misma cantidad, el contenido de energía del tanque de agua caliente (el volumen de control) disminuye como resultado de esta interacción de masa (Fig. 2-45).

Como la energía puede ser transferida en las formas de calor, trabajo y masa, y su transferencia neta es igual a la diferencia entre las cantidades transferidas hacia dentro y hacia fuera, el balance de energía se expresa de modo más explícito como

$$\begin{aligned} E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} &= (Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}) + (W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}}) + (E_{\text{masa,entrada}} - E_{\text{masa,alida}}) \\ &= \Delta E_{\text{sistema}} \end{aligned} \quad \textbf{(2-34)}$$

donde los subíndices "entrada" y "salida" denotan cantidades que entran y salen del sistema, respectivamente. Los seis valores del lado derecho de la ecuación representan "cantidades" y, por lo tanto, son medidas *positivas*. La dirección de cualquier transferencia de energía se describe por los subíndices "entrada" y "salida".

La transferencia de calor Q es cero para sistemas adiabáticos, la transferencia de trabajo W es cero para sistemas en los que no intervienen interacciones de trabajo, y el transporte de energía con E_{masa} es cero para sistemas sin flujo másico a través de sus límites (es decir, sistemas cerrados).

Sistemas estacionarios
$z_1 = z_2 \rightarrow \Delta EP = 0$
$V_1 = V_2 \rightarrow \Delta EC = 0$
$\Delta E = \Delta U$

FIGURA 2-44
Para sistemas estacionarios, $\Delta EC = \Delta EP = 0$; así $\Delta E = \Delta U$.

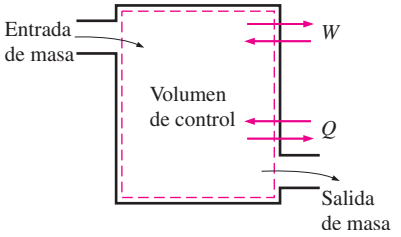


FIGURA 2-45
El contenido de energía de un volumen de control se cambia con el flujo de masa, así como con las interacciones de calor y trabajo.

El balance de energía para un sistema que experimenta cualquier clase de proceso se expresa de manera compacta como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{mediante calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad \text{(kJ)} \tag{2-35}$$

o, en la **forma de tasa**, como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de}\\ \text{energía por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad \text{(kW)} \tag{2-36}$$

Para tasas constantes, las cantidades totales durante un intervalo de tiempo Δt se relacionan con las cantidades por unidad de tiempo mediante

$$Q = \dot{Q}\,\Delta t, \quad W = \dot{W}\,\Delta t, \quad \text{y} \quad \Delta E = (dE/dt)\,\Delta t \quad \text{(kJ)} \tag{2-37}$$

El balance de energía se puede expresar **por unidad de masa** como

$$e_{\text{entrada}} - e_{\text{salida}} = \Delta e_{\text{sistema}} \quad \text{(kJ/kg)} \tag{2-38}$$

que se obtiene dividiendo todas las cantidades de la ecuación 2-35 entre la masa m del sistema. El balance de energía se puede expresar también en forma diferencial como

$$\delta E_{\text{entrada}} - \delta E_{\text{salida}} = dE_{\text{sistema}} \quad \text{o} \quad \delta e_{\text{entrada}} - \delta e_{\text{salida}} = de_{\text{sistema}} \tag{2-39}$$

Para un sistema cerrado que experimenta un **ciclo**, los estados inicial y final son idénticos, por lo que $\Delta E_{\text{sistema}} = E_2 - E_1 = 0$. Entonces, el balance de energía para un ciclo se simplifica a $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = 0$, $E_{\text{entrada}} = E_{\text{salida}}$. Puesto que en un sistema cerrado no se tiene flujo másico en sus fronteras, el balance de energía para un ciclo se expresa en términos de interacciones de calor y de trabajo como

$$W_{\text{neto,salida}} = Q_{\text{neto,entrada}} \quad \text{o} \quad \dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{Q}_{\text{neto,entrada}} \quad \text{(para un ciclo)} \tag{2-40}$$

Es decir, la salida neta de trabajo durante un ciclo es igual a la entrada neta de calor (Fig. 2-46).

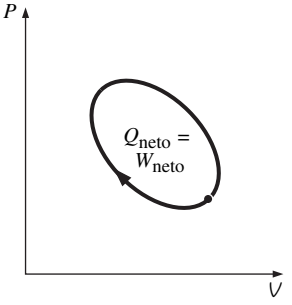


FIGURA 2-46
Para un ciclo $\Delta E = 0$, por lo tanto $Q = W$.

EJEMPLO 2-10 Enfriamiento en un recipiente de un fluido caliente

Un recipiente rígido contiene un fluido caliente que se enfría mientras es agitado por una rueda de paletas. Al inicio, la energía interna del fluido es de 800 kJ de calor, pero durante el proceso de enfriamiento pierde 500 kJ. Por su parte, la rueda produce 100 kJ de trabajo sobre el fluido. Determine la energía interna final del fluido e ignore la energía almacenada en la rueda de paletas.

Solución Un fluido en un recipiente rígido pierde calor mientras se agita. Se determinará la energía interna final del fluido.

Suposiciones **1** El recipiente es estacionario, de modo que los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$. Por consiguiente, $\Delta E = \Delta U$ y la energía interna es la única forma de energía del sistema que puede cambiar durante este proceso. **2** La energía almacenada en la rueda es insignificante.

Análisis Considere el contenido del recipiente como el *sistema* (Fig. 2-47), el cual es *cerrado* puesto que ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que el volumen de un recipiente rígido es constante y por lo tanto no hay trabajo de frontera móvil. Asimismo, se pierde calor del sistema y se realiza trabajo de flecha sobre el sistema. Al aplicar el balance de energía sobre el sistema, se obtiene

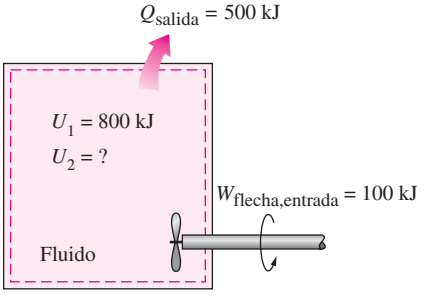


FIGURA 2-47
Esquema para el ejemplo 2-10.

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{\text{flecha,entrada}} - Q_{\text{salida}} = \Delta U = U_2 - U_1$$

$$100\ \text{kJ} - 500\ \text{kJ} = U_2 - 800\ \text{kJ}$$

$$U_2 = \mathbf{400\ kJ}$$

Por lo tanto, la energía interna final del sistema es 400 kJ.

EJEMPLO 2-11 Aceleración de aire mediante un ventilador

Mientras opera, un ventilador que consume 20 W de potencia eléctrica y que se halla en un cuarto abierto descarga aire a una tasa de 0.25 kg/s y una velocidad de descarga de 8 m/s (Fig. 2-48). Determine si esta afirmación es razonable.

Solución Un ventilador incrementa la velocidad del aire a un valor especificado mientras consume potencia eléctrica a una velocidad especificada. Se investigará la validez de esta afirmación.

Suposiciones Como el cuarto está relativamente en calma, es insignificante la velocidad del aire ahí contenido.

Análisis Se examinan las conversiones de energía del caso: el motor del ventilador convierte parte de la potencia eléctrica que consume en potencia mecánica (flecha) empleada para hacer girar las aspas del ventilador. Las aspas están diseñadas para transmitir al aire una porción grande de la potencia mecánica de la flecha para moverlo. En el caso ideal de una permanente operación con ausencia de pérdidas (sin conversión de energía eléctrica y mecánica en energía térmica), la entrada de potencia eléctrica será igual a la tasa de incremento de la energía cinética del aire. Por lo tanto, para un volumen de control que encierra al motor, el balance de energía se expresa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt^{\nearrow 0\,(\text{permanente})}}_{\substack{\text{Tasa de cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{W}_{\text{eléctrico,entrada}} = \dot{m}_{\text{aire}}\,\text{ec}_{\text{salida}} = \dot{m}_{\text{aire}}\frac{V_{\text{salida}}^2}{2}$$

Si se despeja y sustituye V_{salida} se obtiene la velocidad máxima de salida de aire

$$V_{\text{salida}} = \sqrt{\frac{\dot{W}_{\text{eléctrico,entrada}}}{2\dot{m}_{\text{aire}}}} = \sqrt{\frac{20\ \text{J/s}}{2(0.25\ \text{kg/s})}\left(\frac{1\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{J/kg}}\right)} = 6.3\ \text{m/s}$$

lo cual es menor a 8 m/s. Por lo tanto, la afirmación es **falsa**.

Explicación El principio de conservación de la energía requiere que la energía se conserve cuando se convierte de una a otra forma y no permite que ninguna energía se cree ni se destruya durante un proceso. Desde el punto de vista de la primera ley, no hay ningún error con la conversión de toda la energía eléctrica en energía cinética. Por lo tanto, la primera ley no tiene objeción en que la velocidad del aire alcance 6.3 m/s, pero éste es el límite superior. Cualquier afirmación de una velocidad mayor a este límite viola la primera ley y por lo tanto es imposible. En realidad, la velocidad del aire será considerablemente menor que 6.3 m/s como resultado de las pérdidas relacionadas con la conversión de energía eléctrica en energía mecánica de flecha y la conversión de ésta en energía cinética del aire.

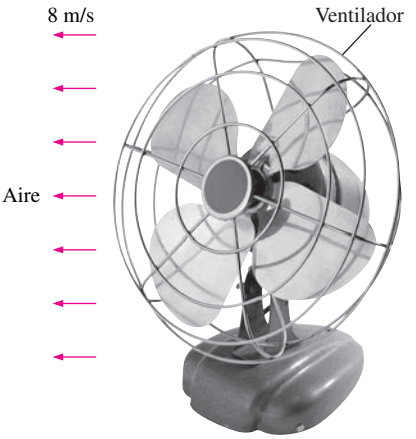


FIGURA 2-48
Esquema para el ejemplo 2-11.

© Vol. 0557/PhotoDisc

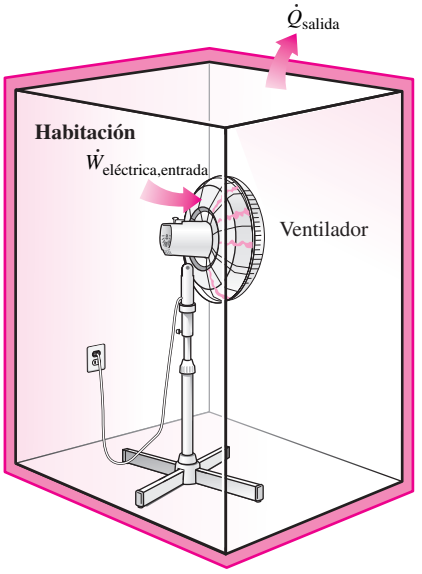


FIGURA 2-49
Esquema para el ejemplo 2-12.

EJEMPLO 2-12 Efecto de calentamiento de un ventilador

Una habitación se encuentra inicialmente a la temperatura ambiente de 25°C, pero se enciende un gran ventilador que consume 200 W de electricidad cuando está funcionando (Fig. 2-49). La tasa de transferencia de calor entre el aire de la habitación y el exterior se da como $\dot{Q} = UA(T_i - T_o)$ donde $U = 6$ W/m$^2 \cdot$ °C que representa el coeficiente de transferencia de calor global, mientras, $A = 30$ m^2 es la superficie expuesta de la habitación y T_i y T_o son las temperaturas del aire en el interior y el exterior, respectivamente. Determine la temperatura del aire en el interior cuando se establecen condiciones de operación estables.

Solución Se enciende un gran ventilador y se mantiene funcionando en una habitación cuyo calor perdido va hacia el exterior. La temperatura del aire interior se determinará cuando se alcancen condiciones de operación estables.

Suposiciones **1** La transferencia de calor por el piso es insignificante y, **2** aparte de ésta, no hay otras interacciones de energía.

Análisis La electricidad consumida por el ventilador es la energía que entra a la habitación, por lo que ésta gana energía a una tasa de 200 W. Como resultado, la temperatura del aire en el interior tiende a subir, pero a medida que ésta aumenta la tasa de pérdida de calor desde la habitación se incrementa hasta que es igual al consumo de potencia eléctrica. En este punto, la temperatura del aire en el interior y por lo tanto el contenido de energía de la habitación, permanecen constantes, mientras la conservación de energía para la habitación se convierte en

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{mediante calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt \nearrow^{0\,(\text{permanente})}}_{\substack{\text{Tasa de cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética y potencial, etcétera}}} = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{W}_{\text{eléctrico,entrada}} = \dot{Q}_{\text{salida}} = UA(T_i - T_o)$$

Al sustituir, se obtiene

$$200\ \text{W} = (6\ \text{W/m}^2 \cdot °\text{C})(30\ \text{m}^2)(T_i - 25°\text{C})$$

Esto da

$$T_i = \mathbf{26.1°C}$$

Por lo tanto, la temperatura del aire en el interior del cuarto permanecerá constante después de alcanzar los 26.1°C.

Explicación Un ventilador de 200 W calienta una habitación del mismo modo que un calentador de resistencia de 200 W. En el caso de un ventilador, el motor convierte parte de la energía eléctrica en energía mecánica para que gire la flecha mientras que el resto se disipa en forma de calor hacia el aire de la habitación como resultado de la ineficiencia del motor (ningún motor convierte 100 por ciento de la energía eléctrica que recibe en energía mecánica, aunque algunos motores grandes se acercan con una eficiencia de conversión de más de 97 por ciento). Parte de la energía mecánica de la flecha se convierte en energía cinética del aire a través de las aspas, para después convertirse en energía térmica cuando las moléculas de aire disminuyen su velocidad debido a la fricción. Al final, toda la energía eléctrica que emplea el motor del ventilador se convierte en energía térmica del aire, lo cual se manifiesta como un aumento de temperatura.

FIGURA 2-50
Iluminación de un salón de clases con lámparas fluorescentes, según se explicó en el ejemplo 2-13.

© Vol. 24/PhotoDisc

EJEMPLO 2-13 Costo anual de la iluminación de un salón de clases

Para iluminar un salón de clases se utilizan 30 lámparas fluorescentes, cada una con un consumo de 80 W de electricidad (Fig. 2-50). Las luces se mantienen encendidas durante 12 horas al día y 250 días por año. Para un costo de electricidad de 7 centavos por kWh, determine el costo anual de energía y

explique los efectos que la iluminación tendrá sobre la calefacción y el sistema de aire acondicionado del salón de clases.

Solución Se piensa iluminar un salón de clases mediante lámparas fluorescentes. Se determinará el costo anual de la electricidad para iluminación y se analizará el efecto que ésta tendrá en la calefacción y en el sistema de aire acondicionado.

Suposiciones El efecto de las fluctuaciones de voltaje es insignificante porque cada lámpara fluorescente consume su potencia nominal.

Análisis La potencia eléctrica que consumen las lámparas cuando todas están encendidas y el número de horas por año que así se mantienen se expresa

$$\begin{aligned}\text{Potencia de iluminación} &= (\text{potencia que consume la lámpara}) \times (\text{número de lámparas})\\ &= (80\ \text{W/lámpara})(30\ \text{lámparas})\\ &= 2\,400\ \text{W} = 2.4\ \text{kW}\\ \text{Horas de operación} &= (12\ \text{h/día})(250\ \text{días/año}) = 3\,000\ \text{h/año}\end{aligned}$$

Entonces la cantidad y el costo de la electricidad usada por año es

$$\begin{aligned}\text{Energía de iluminación} &= (\text{potencia de iluminación})(\text{horas de operación})\\ &= (2.4\ \text{kW})(3\,000\ \text{h/año}) = 7\,200\ \text{kWh/año}\\ \text{Costo de iluminación} &= (\text{energía de iluminación})(\text{costo unitario})\\ &= (7\,200\ \text{kWh/año})(\$0.07/\text{kWh}) = \mathbf{\$504/año}\end{aligned}$$

Las superficies absorben la luz que incide en ellas y ésta se convierte en energía térmica. Si se ignora la luz que escapa por las ventanas, los 2.4 kW de potencia eléctrica que consumen las lámparas en algún momento se vuelven parte de la energía térmica del salón, por lo tanto el sistema de iluminación reduce los requerimientos de calefacción en 2.4 kW, pero incrementa la carga del sistema de aire acondicionado en 2.4 kW.

Explicación El costo de iluminación para el salón de clases es mayor a $500, lo que demuestra la importancia de las medidas de conservación de energía. Si se emplearan bombillas eléctricas incandescentes, los costos de iluminación se cuadruplicarían, ya que este tipo de lámparas usan cuatro veces más potencia para producir la misma cantidad de luz.

EJEMPLO 2-14 Conservación de la energía para una bola de acero oscilante

Se analizará el movimiento de una bola de acero dentro de un tazón hemisférico de radio h (Fig. 2-51). Al inicio la bola se mantiene en el lugar más alto, el punto A, pero después es liberada. Obtenga las relaciones para la conservación de energía de la bola tanto para el movimiento sin fricción como el real.

Solución Se libera una bola de acero en un tazón y se obtendrán las relaciones para el balance de energía.

Suposiciones El movimiento es sin fricción, entonces la fricción entre la bola, el tazón y el aire es insignificante.

Análisis Cuando se libera la bola, ésta acelera bajo la influencia de la gravedad, alcanza una velocidad máxima (y elevación mínima) en el punto B, al fondo del tazón, y asciende hacia el punto C en el lado opuesto. En el caso ideal del movimiento sin fricción, la bola oscilará entre los puntos A y C. El movimiento real tiene que ver con la conversión entre sí de las energías cinética y potencial de la bola, junto con superar la resistencia al movimiento a

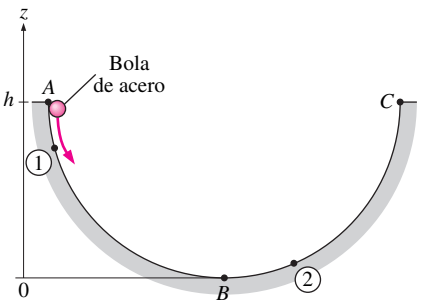


FIGURA 2-51
Esquema para el ejemplo 2-14.

causa de la fricción (la cual realiza trabajo de fricción). El balance de energía general para cualquier sistema que experimenta cualquier proceso es

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia de energía neta}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

Entonces el balance de energía para la bola en un proceso entre los puntos 1 y 2 se convierte en

$$-w_{\text{fricción}} = (\text{ec}_2 + \text{ep}_2) - (\text{ec}_1 + \text{ep}_1)$$

o

$$\frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + w_{\text{fricción}}$$

puesto que no hay transferencia de energía por calor o masa y ningún cambio en la energía interna de la bola (el calor que se genera por el calentamiento debido a la fricción se disipa al aire circundante). Comúnmente el término del trabajo de fricción $w_{\text{fricción}}$ se expresa como $e_{\text{pérdida}}$ para representar la pérdida (conversión) de energía mecánica por energía térmica.

Para el caso ideal de movimiento sin fricción, la última relación se reduce a

$$\frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad \text{o} \quad \frac{V^2}{2} + gz = C = \text{constante}$$

donde el valor de la constante es $C = gh$. Es decir, *cuando los efectos de fricción son insignificantes, la suma de las energías cinética y potencial de la bola permanece constante*

Explicación Ésta es una forma más intuitiva y conveniente de la ecuación de la conservación de la energía para éste y otros procesos similares como el movimiento oscilatorio del péndulo de un reloj de pared.

FIGURA 2-52
La definición de desempeño no se limita sólo a la termodinámica.

© *Reimpresa con autorización especial de King Features Syndicate.*

2-7 ▪ EFICIENCIA EN LA CONVERSIÓN DE ENERGÍA

Eficiencia es uno de los términos más usados en termodinámica, e indica qué tan bien se realiza un proceso de conversión o transferencia de energía. Asimismo, este término resulta uno de los que en general son mal usados en termodinámica, además de ser una fuente de malas interpretaciones. Esto se debe a que se usa sin una definición adecuada. Lo cual se aclara a continuación y se definen algunas de las eficiencias más usadas en la práctica.

El desempeño o eficiencia se expresa en términos de la salida deseada y la entrada requerida (Fig. 2-52), de la siguiente manera:

$$\text{Desempeño} = \frac{\text{salida deseada}}{\text{salida requerida}} \qquad \textbf{(2-41)}$$

Si acude a una tienda a comprar un calentador de agua, un vendedor experto le dirá que la eficiencia de uno eléctrico es de alrededor de 90 por ciento (Fig. 2-53). Es posible que esto sea confuso dado que los dispositivos de calentamiento de los calentadores eléctricos son resistencias, y la eficiencia de éstas es de 100 por ciento porque convierten en energía térmica toda la ener-

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 2, SECC. 7, EN EL DVD.

gía eléctrica que consumen. El vendedor aclararía todo si explicara que las pérdidas de calor del depósito de agua caliente al aire circundante equivalen a 10 por ciento de la energía eléctrica consumida, y que la **eficiencia de un calentador de agua** se define como la relación entre *la energía que el agua caliente entrega a la casa* y *la energía suministrada al calentador de agua*. El vendedor puede incluso sugerir la compra de un calentador de agua más caro equipado con un mejor aislamiento cuya eficiencia es de 94 por ciento. Si el consumidor está informado y cuenta con una instalación de gas natural es probable que compre un calentador de gas cuya eficiencia es de sólo 55 por ciento, ya que cuesta casi lo mismo comprar e instalar una unidad de este tipo que una eléctrica, pero el costo anual de energía de la primera será mucho menor que el de la segunda.

Quizá se pregunte cómo se define la eficiencia para un calentador de agua a base de gas y por qué es mucho menor que la de un calentador eléctrico. Por regla general, la eficiencia de equipo que quema combustible se basa en el **poder calorífico del combustible**, el cual es *la cantidad de calor liberado cuando se quema por completo una cantidad unitaria de combustible y los productos de la combustión se enfrían a la temperatura ambiente* (Fig. 2-54). Entonces el rendimiento del equipo de combustión se puede caracterizar por la **eficiencia de combustión**, la cual se define como

$$\eta_{\text{combustión}} = \frac{Q}{\text{HV}} = \frac{\text{Cantidad de calor liberado durante la combustión}}{\text{Poder calorífico del combustible quemado}} \quad \textbf{(2-42)}$$

Una eficiencia de combustión de 100 por ciento indica que el combustible se quema completamente y los gases residuales salen de la cámara de combustión a temperatura ambiente; en consecuencia, la cantidad de calor liberada durante un proceso de combustión es igual al poder calorífico del combustible.

La mayor parte de los combustibles contienen hidrógeno, que forma agua durante la combustión. El poder calorífico de un combustible será diferente dependiendo de si el agua en los productos de la combustión se halla en forma líquida o de vapor. El poder calorífico se denomina *poder calorífico inferior* o LHV (*lower heating value*) cuando el agua sale como vapor, y *poder calorífico superior* o HHV (*higher heating value*) cuando el agua en los gases de combustión se condensa por completo, de manera que también se recupera el calor de vaporización. La diferencia entre estos dos poderes caloríficos es igual al producto de la cantidad de agua y la entalpía de vaporización del agua a temperatura ambiente. Por ejemplo, los poderes caloríficos inferior y superior de la gasolina son 44 000 kJ/kg y 47 300 kJ/kg, respectivamente. Una definición de eficiencia debería dejar claro si se basa en el poder calorífico inferior o superior del combustible. Las eficiencias de los motores de automóviles y aviones a reacción normalmente se basan en *poderes caloríficos inferiores* pues regularmente el agua sale en forma de vapor en los gases de escape y resulta impráctico intentar recuperar el calor de vaporización. Por otro lado, las eficiencias de los hornos se basan en *poderes caloríficos superiores*.

La eficiencia de los sistemas de calefacción de edificios residenciales y comerciales se expresa comúnmente en términos de la **eficiencia anual de utilización de combustible**, o **EAUC**, la cual representa la eficiencia de combustión y otras pérdidas como las de calor hacia áreas no calentadas, de encendido y de enfriamiento. La EAUC de la mayor parte de los nuevos sistemas de calefacción es aproximadamente de 85 por ciento, mientras que la de algunos viejos sistemas es inferior a 60 por ciento. La EAUC de algunos hornos nuevos de alta eficiencia es mayor a 96 por ciento, pero el alto costo

Calentador de agua

Tipo	Eficiencia
Gas, ordinario	55%
Gas, alta eficiencia	62%
Eléctrico, ordinario	90%
Eléctrico, alta eficiencia	94%

FIGURA 2-53
Eficiencias representativas de calentadores de agua ordinarios, de alto rendimiento, eléctricos y de gas natural.

© The McGraw-Hill Companies, Inc./Jill Braaten, photographer

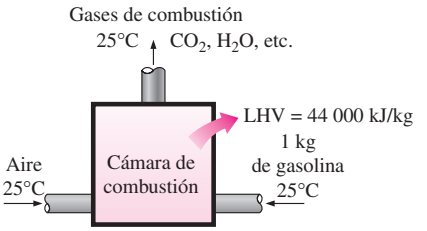


FIGURA 2-54
Definición del poder calorífico de la gasolina.

TABLA 2-1

Eficacia de diferentes sistemas de iluminación

Tipo de iluminación	Eficacia, lúmenes/W
Combustión	
Vela	0.2
Incandescente	
Ordinaria	6-20
Halógeno	16-25
Fluorescente	
Ordinaria	40-60
Rendimiento alto	70-90
Compacta	50-80
Descarga de alta intensidad	
Vapor de mercurio	50-60
Haluro metálico	56-125
Sodio de alta presión	100-150
Sodio de alta presión	hasta 200

de éstos no se justifica para localidades con inviernos ligeros a moderados. Estas eficiencias se logran al recuperar la mayor parte del calor contenido en los gases residuales, condensar el vapor de agua y descargar dichos gases con temperaturas bajas de 38°C (o 100°F) en lugar de casi 200°C (o 400°F) de los modelos estándar.

Para los *motores de automóvil* la salida de trabajo se entiende como la potencia entregada por el cigüeñal, pero para las centrales eléctricas el trabajo producido puede ser la potencia mecánica en la salida de la turbina, o la salida de potencia eléctrica del generador.

Un generador es un dispositivo que convierte energía mecánica en energía eléctrica, y su efectividad se caracteriza por la **eficiencia del generador**, que es la relación entre la *salida de potencia eléctrica* y la *entrada de potencia mecánica*. La *eficiencia térmica* de una central eléctrica, la cual es de primordial interés en termodinámica, se define como la relación entre la salida neta de trabajo en la flecha de la turbina y la entrada de calor al fluido de trabajo. Los efectos de otros factores se incorporan mediante la definición de una **eficiencia global** para la central eléctrica, a partir de la relación entre la *salida neta de potencia eléctrica* y la *tasa de entrada de energía del combustible*. Es decir,

$$\eta_{\text{global}} = \eta_{\text{combustión}}\,\eta_{\text{térmica}}\,\eta_{\text{generador}} = \frac{\dot{W}_{\text{neto,eléctrico}}}{\text{HHV} \times \dot{m}_{\text{neta}}} \qquad \textbf{(2-43)}$$

Las eficiencias globales están entre 25 y 30 por ciento para motores de automóviles de gasolina, entre 34 y 40 por ciento para los de diesel y entre 40 y 60 por ciento para las grandes centrales eléctricas.

De algún modo todo mundo está familiarizado con la conversión de energía eléctrica en *luz* mediante focos incandescentes, tubos fluorescentes y lámparas de descarga de alta intensidad. La eficiencia para la conversión de electricidad en luz se define como la relación entre la energía convertida a luz y la energía eléctrica consumida. Por ejemplo, los focos incandescentes comunes convierten en luz casi 10 por ciento de la energía eléctrica que consumen, mientras el resto se disipa como calor y se suma a la carga de enfriamiento de los sistemas de aire acondicionado durante el verano. Sin embargo, es más común expresar la efectividad de este proceso de conversión mediante la **eficacia de iluminación**, la cual se define como la *cantidad de luz producida en lúmenes por W de electricidad consumida.*

En la tabla 2-1 se presenta la eficacia de diferentes sistemas de iluminación. Advierta que una lámpara fluorescente compacta produce por W aproximadamente cuatro veces la luz de una incandescente y, en consecuencia, una fluorescente de 15 W puede reemplazar a otra incandescente de 60 W (Fig. 2-55). Además, una lámpara fluorescente compacta dura alrededor de 10 000 h, 10 veces la duración de una incandescente, y se conecta directamente en el mismo receptáculo de esta última. Así, a pesar de su elevado costo inicial, las fluorescentes compactas reducen los costos de iluminación al reducir de manera considerable el consumo de electricidad. Las lámparas de descarga de alta intensidad llenas de sodio proporcionan la mayor eficiencia de iluminación, pero su uso está limitado al exterior debido al tono amarillento de la luz que emiten.

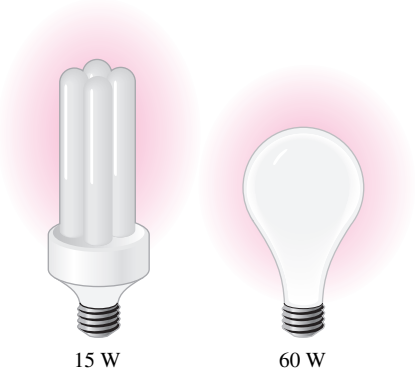


FIGURA 2-55

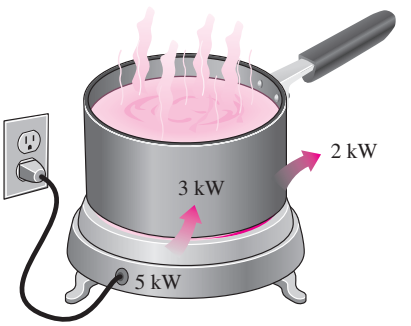
Una lámpara fluorescente compacta de 15 W provee mucha más luz que un foco incandescente de 60 W.

Es posible definir la eficiencia de aparatos para cocer alimentos ya que convierten la energía eléctrica o química en calor. La **eficiencia de un aparato para cocinar** se define como la relación entre *la energía útil transferida a los alimentos y la energía que consume el aparato* (Fig. 2-56). Las estufas eléctricas son más eficientes que las de gas, pero es mucho más barato coci-

nar con gas natural que con electricidad, debido al menor costo unitario del gas (Tabla 2-2).

La eficiencia de cocción depende de los hábitos del usuario, así como de cada uno de los aparatos. Los hornos de convección y de microondas son inherentemente más eficientes que los hornos estándar: en promedio, los de convección ahorran aproximadamente *un tercio* y los de microondas *dos tercios* de la energía que usan los estándar. La eficiencia se incrementa con el uso de hornos más pequeños, ollas de presión, utensilios eléctricos de cocimiento lento para estofados y sopas, cacerolas más pequeñas, elementos calefactores más pequeños para cacerolas pequeñas en estufas eléctricas, sartenes de fondo plano sobre quemadores eléctricos para asegurar buen contacto, mantener limpias y brillantes las charolas de escurrimiento de los quemadores, descongelar los alimentos antes de cocinarlos, evitar el precalentamiento a menos que sea necesario, mantener las cacerolas tapadas durante la cocción, usar cronómetros y termómetros para evitar el sobrecalentamiento, emplear las características de autolimpieza de los hornos justo después de cocinar, y conservar limpias las superficies internas de los hornos de microondas.

Usar aparatos eficientes en relación con el uso de la energía y poner en práctica medidas para la conservación de ésta ayudan a ahorrar dinero y a proteger el **ambiente** al reducir la cantidad de contaminantes emitidos a la atmósfera por el uso de combustible tanto en casa como en las centrales eléctricas. La combustión de cada *unidad térmica de gas natural* produce 6.4 kg de dióxido de carbono, el cual provoca el cambio climático global; 4.7 gramos de óxidos de nitrógeno y 0.54 gramos de hidrocarburos, productores de smog; 2.0 gramos de monóxido de carbono, que es tóxico, y 0.030 gramos de dióxido de azufre, causante de lluvia ácida. Cada unidad térmica de gas natural ahorrada no sólo elimina la emisión de estos contaminantes, sino que al mismo tiempo un consumidor promedio estadounidense ahorra $0.60 dólares. Cada kWh de electricidad no consumido evita la emisión de 0.4 kg de carbón y 1.0 kg de CO_2 y 15 gramos de SO_2 de una central eléctrica que utiliza carbón.



$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Energía utilizada}}{\text{Energía suministrada al aparato}}$$

$$= \frac{3\ \text{kWh}}{5\ \text{kWh}} = 0.60$$

FIGURA 2-56

La eficiencia de un aparato de cocina representa la fracción de la energía suministrada a éste que se transfiere a la comida.

TABLA 2-2

Costos de energía por cocinar con una cacerola en diferentes electrodomésticos*

[Tomado de A. Wilson y J. Morril, *Consumer Guide to Home Energy Savings,* Washington, DC, American Council of an Energy-Efficient Economy, 1996, p. 192]

Electrodoméstico para cocción	Temperatura de cocción	Tiempo de cocción	Energía usada	Costo de la energía
Horno eléctrico	350°F (177°C)	1 h	2.0 kWh	$0.16
Horno de convección (eléct.)	325°F (163°C)	45 min	1.39 kWh	$0.11
Horno de gas	350°F (177°C)	1 h	0.112 unidades térmicas	$0.07
Sartén	420°F (216°C)	1 h	0.9 kWh	$0.07
Horno tostador	425°F (218°C)	50 min	0.95 kWh	$0.08
Olla eléctrica	200°F (93°C)	7 h	0.7 kWh	$0.06
Horno de microondas	"Alta"	15 min	0.36 kWh	$0.03

*Supone un costo unitario de $0.08/kWh y $0.60/unidad térmica para gas.

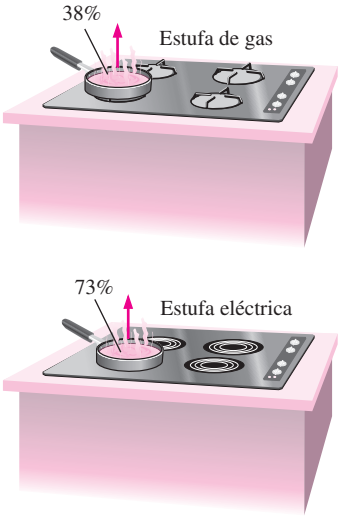


FIGURA 2-57
Esquema de la unidad de calentamiento eléctrico con una eficiencia de 73 por ciento y un quemador de gas con 38 por ciento, analizados en el ejemplo 2-15.

EJEMPLO 2-15 **Costo de cocinar con estufas eléctricas y de gas**

La eficiencia de los aparatos para cocinar afecta la ganancia de calor interna puesto que un aparato ineficiente consume una mayor cantidad de energía para la misma tarea, mientras el exceso de energía consumida se manifiesta como calor en el espacio cercano. La eficiencia de los quemadores abiertos se determina como 73 por ciento para las unidades eléctricas y 38 por ciento para las de gas (Fig. 2-57). Considere un quemador eléctrico de 2 kW en un lugar donde el costo unitario de la electricidad y el gas natural son de \$0.09/kWh y \$0.55/unidad térmica, respectivamente. Determine la tasa de consumo de energía y el costo unitario de ésta, tanto para el quemador eléctrico como el de gas.

Solución Se considera la operación de estufas eléctricas y de gas. Se determinarán la tasa de consumo de energía y el costo unitario de la energía utilizada.

Análisis La eficiencia del calentador eléctrico es de 73 por ciento. Así, un quemador que consume 2 kW de electricidad dará

$$\dot{Q}_{\text{utilizada}} = (\text{entrada de energía}) \times (\text{eficiencia}) = (2\ \text{kW})(0.73) = \mathbf{1.46\ kW}$$

de energía útil. El costo unitario de la energía utilizada es inversamente proporcional a la eficiencia, y se determina a partir de

$$\text{Costo de la energía utilizada} = \frac{\text{Costo de energía consumida}}{\text{Eficiencia}} = \frac{\$0.09/\text{kWh}}{0.73} = \mathbf{\$0.123/kWh}$$

Si se toma en cuenta que la eficiencia de un quemador de gas es de 38 por ciento, la energía que entra a éste, el cual suministra energía utilizada a la misma tasa (1.46 kW), es

$$\dot{Q}_{\text{entrada,gas}} = \frac{\dot{Q}_{\text{utilizada}}}{\text{Eficiencia}} = \frac{1.46\ \text{kW}}{0.38} = \mathbf{3.84\ kW} \qquad (= 13\,100\ \text{Btu/h})$$

dado que 1 kW = 3 412 Btu/h. Por lo tanto, un quemador de gas debe tener una capacidad nominal de por lo menos 13 100 Btu/h para desempeñarse igual al de la unidad eléctrica.

Como 1 unidad térmica = 29.3 kWh, el costo unitario de la energía utilizada en el caso de un quemador de gas se determina como

$$\text{Costo de la energía utilizada} = \frac{\text{Costo de energía consumida}}{\text{Eficiencia}} = \frac{\$0.55/29.3\ \text{kWh}}{0.38} = \mathbf{\$0.049/kWh}$$

Explicación El costo del gas utilizado es menos de la mitad del costo unitario de la electricidad consumida. Por lo tanto, a pesar de su mayor eficiencia, cocinar con un quemador eléctrico costará más del doble en comparación con el de gas. Esto explica por qué los consumidores conscientes del costo siempre piden aparatos de gas, y por qué no es aconsejable usar electricidad para fines de calefacción.

Eficiencia de dispositivos mecánicos y eléctricos

La transferencia de energía mecánica normalmente se lleva a cabo mediante una flecha rotatoria; de ahí que el trabajo mecánico se denomine *trabajo de flecha*. Una bomba o un ventilador reciben trabajo de flecha (comúnmente de un motor eléctrico) y lo transfieren al fluido como energía mecánica (menos

las pérdidas por fricción). Por otro lado, una turbina convierte la energía mecánica de un fluido en trabajo de flecha. En ausencia de irreversibilidades como la fricción, la energía mecánica se puede convertir por completo de una forma de energía mecánica a otra, y la **eficiencia mecánica** de un dispositivo o proceso se puede definir como (Fig. 2-58)

$$\eta_{\text{mecánica}} = \frac{\text{Salida de energía mecánica}}{\text{Entrada de energía mecánica}} = \frac{E_{\text{mecánica,salida}}}{E_{\text{mecánica,entrada}}} = 1 - \frac{E_{\text{mecánica,pérdida}}}{E_{\text{mecánica,entrada}}} \quad \textbf{(2-44)}$$

Una eficiencia de conversión menor a 100 por ciento indica que la conversión es menos perfecta y han ocurrido algunas pérdidas durante ésta; una eficiencia mecánica de 97 por ciento indica que 3 por ciento del aporte de energía mecánica se convirtió en energía térmica como resultado del calentamiento por fricción, lo cual se manifiesta como un ligero aumento en la temperatura del fluido.

Regularmente, en los sistemas de fluidos el interés se halla en incrementar en un fluido la presión, la velocidad y/o la elevación. Esto se consigue mediante el *suministro de energía mecánica* al fluido con una bomba, un ventilador o un compresor (nos referiremos a todos como bombas). O bien, el interés está en el proceso inverso de *extraer energía mecánica* de un fluido mediante una turbina y producir potencia mecánica en la forma de una flecha que gira y propulsa un generador o cualquier otro dispositivo rotatorio. El grado de perfección del proceso de conversión entre el trabajo mecánico suministrado o extraído y la energía mecánica del fluido se expresa mediante la **eficiencia de bomba** y la **eficiencia de turbina**, definidas como

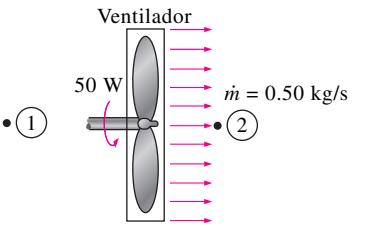
$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{\text{Incremento de energía mecánica del fluido}}{\text{Entrada de energía mecánica}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}}{\dot{W}_{\text{flecha,entrada}}} = \frac{\dot{W}_{\text{bomba},u}}{\dot{W}_{\text{bomba}}} \quad \textbf{(2-45)}$$

donde $\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}} = \dot{E}_{\text{mecánica,salida}} - \dot{E}_{\text{mecánica,entrada}}$ es la tasa de incremento en la energía mecánica del fluido, el cual equivale a la **potencia de bombeo útil** $\dot{W}_{\text{bomba},u}$ suministrada al fluido, y

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{\text{Salida de energía mecánica}}{\text{Disminución de energía mecánica del fluido}} = \frac{\dot{W}_{\text{flecha,salida}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}|} = \frac{\dot{W}_{\text{turbina}}}{\dot{W}_{\text{turbina},e}} \quad \textbf{(2-46)}$$

donde $|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}| = \dot{E}_{\text{mecánica,entrada}} - \dot{E}_{\text{mecánica,salida}}$ es la tasa de disminución en la energía mecánica del fluido, equivalente a la potencia mecánica extraída del fluido por la turbina $\dot{W}_{\text{turbina},e}$, y se usa el signo de valor absoluto para evitar valores negativos en la eficiencia. En bombas o turbinas, una eficiencia de 100 por ciento indica conversión perfecta entre el trabajo de flecha y la energía mecánica del fluido, valor al que es posible aproximarse (pero nunca alcanzar) cuando se reducen los efectos de fricción.

La energía eléctrica se convierte comúnmente en *energía mecánica rotatoria* mediante motores eléctricos para impulsar ventiladores, compresores, brazos robóticos, arrancadores de automóviles, etc. La efectividad de este proceso de conversión se caracteriza por la *eficiencia del motor* η_{motor}, que es la relación entre la *salida de energía mecánica* del motor y la *entrada de energía eléctrica*. La eficiencia de motores a plena carga varía entre alrededor de 35 por ciento para motores pequeños y más de 97 por ciento para los grandes de alta eficiencia. La diferencia entre la energía eléctrica consumida y la energía mecánica entregada se disipa como calor de desecho.



$$\eta_{\text{mecánica,ventilador}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}}{\dot{W}_{\text{flecha,entrada}}} = \frac{\dot{m} V_2^2/2}{\dot{W}_{\text{flecha,entrada}}} = \frac{(0.50 \text{ kg/s})(12 \text{ m/s})^2/2}{50 \text{ W}} = 0.72$$

FIGURA 2-58

La eficiencia mecánica de un ventilador es la relación entre la energía cinética del aire que sale del ventilador y la entrada de potencia mecánica.

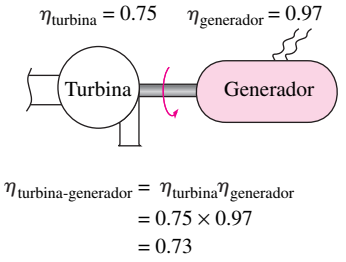


FIGURA 2-59
La eficiencia global de un conjunto de turbina y generador es el producto de las eficiencias de una y otro, y representa la fracción de la energía mecánica del fluido convertida en energía eléctrica.

La eficiencia térmica no debe confundirse con la **eficiencia del motor** y la **eficiencia del generador**, definidas como

$$\textit{Motor:} \qquad \eta_{motor} = \frac{\text{Salida de potencia mecánica}}{\text{Entrada de potencia eléctrica}} = \frac{\dot{W}_{flecha,salida}}{\dot{W}_{eléctrica,entrada}} \tag{2-47}$$

y

$$\textit{Generador:} \qquad \eta_{generador} = \frac{\text{Salida de potencia eléctrica}}{\text{Entrada de potencia mecánica}} = \frac{\dot{W}_{eléctrica,salida}}{\dot{W}_{flecha,entrada}} \tag{2-48}$$

Una bomba normalmente viene provista de un motor, y una turbina de un generador. Por lo tanto, normalmente el interés está en la **eficiencia combinada** o **global** de las combinaciones entre bomba-motor y turbina-generador (Fig. 2-59), lo cual se define como

$$\eta_{bomba-motor} = \eta_{bomba}\eta_{motor} = \frac{\dot{W}_{bomba,u}}{\dot{W}_{eléctrica,entrada}} = \frac{\Delta\dot{E}_{mecánica,fluido}}{\dot{W}_{eléctrica,entrada}} \tag{2-49}$$

y

$$\eta_{turbina\text{-}generador} = \eta_{turbina}\eta_{generador} = \frac{\dot{W}_{eléctrica,salida}}{\dot{W}_{turbina,e}} = \frac{\dot{W}_{eléctrica,salida}}{|\Delta\dot{E}_{mecánica,fluido}|} \tag{2-50}$$

Las eficiencias recién definidas varían entre 0 y 100 por ciento: el límite inferior de 0 por ciento corresponde a la conversión de toda la energía mecánica o eléctrica que entra en energía térmica, y el dispositivo en este caso funciona como un calentador de resistencia. El límite superior de 100 por ciento corresponde al caso de conversión perfecta sin fricción u otras irreversibilidades y, por lo tanto, ninguna conversión de energía mecánica o eléctrica en energía térmica.

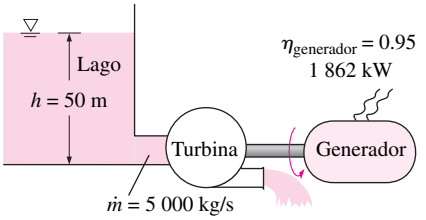


FIGURA 2-60
Esquema para el ejemplo 2-16.

EJEMPLO 2-16 Desempeño de una turbina hidráulica-generador

Para producir electricidad, en la base de un gran lago se instalará una turbina hidráulica-generador donde la profundidad del agua es de 50 m (Fig. 2-60). El agua se suministrará a una tasa de 5 000 kg/s. Si la potencia eléctrica generada es de 1 862 kW y la eficiencia del generador de 95 por ciento, determine *a*) la eficiencia global de la turbina-generador, *b*) la eficiencia mecánica de la turbina y *c*) la potencia de flecha que la turbina suministra al generador.

Solución Se generará electricidad mediante una turbina eléctrica provista de generador a partir del agua de un lago. Se determinará la eficiencia global, la de la turbina y la potencia de flecha.

Suposiciones **1** La elevación del lago permanece constante. **2** La energía mecánica del agua en la salida de la turbina es insignificante.

Propiedades La densidad del agua se puede tomar como $\rho = 1\,000$ kg/m^3.

Análisis *a*) Se toma el fondo del lago como el nivel de referencia por conveniencia, por lo que las energías cinética y potencial del agua son igual a cero, mientras el cambio en su energía mecánica por unidad de masa se convierte en

$$e_{mecánica,entrada} - e_{mecánica,salida} = \frac{P}{\rho} - 0 = gh = (9.81\ \text{m/s}^2)(50\ \text{m})\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right)$$
$$= 0.491\ \text{kJ/kg}$$

Entonces la tasa a la que el fluido suministra energía mecánica a la turbina y la eficiencia total son

$$|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}| = \dot{m}(e_{\text{mecánica,entrada}} - e_{\text{mecánica,salida}})$$
$$= (5\,000\ \text{kg/s})(0.491\ \text{kJ/kg}) = 2\,455\ \text{kW}$$

$$\eta_{\text{global}} = \eta_{\text{turbina-generador}} = \frac{\dot{W}_{\text{eléctrica-salida}}}{|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}|} = \frac{1\,862\ \text{kW}}{2\,455\ \text{kW}} = \mathbf{0.76}$$

b) Conociendo las eficiencias global y del generador, la eficiencia mecánica de la turbina se determina a partir de

$$\eta_{\text{turbina-generador}} = \eta_{\text{turbina}}\eta_{\text{generador}} \rightarrow \eta_{\text{turbina}} = \frac{\eta_{\text{turbina-generador}}}{\eta_{\text{generador}}} = \frac{0.76}{0.95} = \mathbf{0.80}$$

c) La salida de potencia de flecha se determina de la definición de eficiencia mecánica,

$$\dot{W}_{\text{flecha-salida}} = \eta_{\text{turbina}}|\Delta \dot{E}_{\text{mecánica-fluido}}| = (0.80)(2\,455\ \text{kW}) = \mathbf{1\,964\ kW}$$

Explicación El lago suministra 2 455 kW de energía mecánica a la turbina, la cual convierte 1 964 kW en trabajo de flecha que impulsa al generador, que a su vez produce 1 862 kW de potencia eléctrica. Hay pérdidas relacionadas con cada componente.

EJEMPLO 2-17 Ahorros de costo relacionados con motores de alta eficiencia

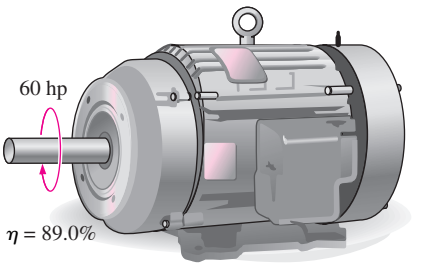
Un motor eléctrico de 60 hp (es decir, que entrega 60 hp de potencia de flecha a plena carga) con una eficiencia de 89 por ciento está descompuesto y debe ser remplazado por otro de alta eficiencia: 93.2 por ciento (Fig. 2-61). El motor opera 3 500 horas al año a plena carga. Tomando el costo unitario de la electricidad como $0.08/kWh, determine la cantidad de energía y dinero ahorrado como resultado de instalar el motor de alta eficiencia en lugar del estándar. También determine el periodo de retorno simple si los precios de compra de los motores estándar y de alta eficiencia son $4 520 y $5 160, respectivamente.

Solución Se remplazará un motor inservible estándar por uno de alta eficiencia y se determinará la cantidad de energía eléctrica y el dinero ahorrado, así como el periodo de retorno simple.

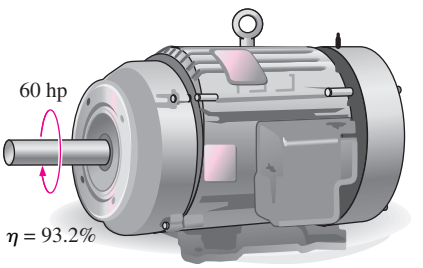
Suposiciones El factor de carga del motor permanece constante en 1 (plena carga) mientras opera.

Análisis La potencia eléctrica que extrae cada motor y su diferencia se expresan como

$$\dot{W}_{\text{eléctrica entrada,estándar}} = \dot{W}_{\text{flecha}}/\eta_{\text{estándar}} = (\text{potencia nominal})(\text{factor de carga})/\eta_{\text{estándar}}$$
$$\dot{W}_{\text{eléctrica entrada,eficiente}} = \dot{W}_{\text{flecha}}/\eta_{\text{eficiente}} = (\text{potencia nominal})(\text{factor de carga})/\eta_{\text{eficiente}}$$
$$\text{Ahorro de energía} = \dot{W}_{\text{eléctrica entrada,estándar}} - \dot{W}_{\text{eléctrica entrada,eficiente}}$$
$$= (\text{potencia nominal})(\text{factor de carga})(1/\eta_{\text{estándar}} - 1/\eta_{\text{eficiente}})$$



Motor estándar



Motor de alta eficiencia

FIGURA 2-61
Esquema para el ejemplo 2-17.

donde $\eta_{\text{estándar}}$ es la eficiencia del motor estándar y $\eta_{\text{eficiente}}$ es la del de alta eficiencia. Entonces la energía anual y los ahorros de costo relacionados con la instalación del motor de alta eficiencia son

$$\begin{aligned}\text{Costos de energía} &= (\text{ahorros de potencia})(\text{horas de operación})\\ &= (\text{potencia nominal})(\text{horas de operación})\\ &\quad (\text{factor de carga})(1/\eta_{\text{estándar}} - 1/\eta_{\text{eficiente}})\\ &= (60\text{ hp})(0.7457\text{ kW/hp})(3\,500\text{ h/año})(1)(1/0.89 - 1/0.932)\\ &= \mathbf{7\,929\text{ kWh/año}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Ahorros de costo} &= (\text{ahorros de energía})(\text{costo unitario de energía})\\ &= (7\,929\text{ kWh/año})(\$0.08/\text{kWh})\\ &= \mathbf{\$634/\text{año}}\end{aligned}$$

Asimismo,

$$\begin{aligned}\text{Costo inicial extra} &= \text{diferencia del precio de compra}\\ &= \$5\,160 - \$4\,520 = \$640\end{aligned}$$

Esto da un periodo de retorno simple de

$$\text{Periodo de retorno simple} = \frac{\text{Costo inicial extra}}{\text{Ahorros de costo anual}} = \frac{\$640}{\$634/\text{año}} = \mathbf{1.01\text{ años}}$$

Explicación El motor de alta eficiencia paga su diferencia de precio dentro de un año debido a la energía eléctrica que ahorra. Como la vida útil de los motores eléctricos es de varios años, en este caso la compra del de mayor eficiencia es definitivamente la indicada.

FIGURA 2-62

Los procesos de conversión de energía suelen ir acompañados de contaminación ambiental.

© *Corbis Royalty Free*

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 2, SECC. 8, EN EL DVD.

2-8 ▪ ENERGÍA Y AMBIENTE

La conversión de una energía a otra(s) afecta frecuentemente y en diversas formas al ambiente y al aire que respiramos, de ahí que el estudio de la energía no esté completo si se omite su impacto ambiental (Fig. 2-62). Desde 1700 los combustibles fósiles como el carbón, el petróleo y el gas natural se han utilizado para impulsar el desarrollo industrial y las comodidades de la vida moderna, pero ha sido imposible evitar efectos colaterales indeseables. Desde la tierra en que se cultiva, hasta el agua para consumo humano y el aire que respiramos, el ambiente ha pagado un costo muy alto. Efectos como el smog, la lluvia ácida, el calentamiento global y el cambio climático se deben a la emisión de contaminantes producidos durante la quema de combustibles fósiles. La contaminación ambiental ha alcanzado niveles tan altos que se ha vuelto una seria amenaza para la vegetación, la vida salvaje animal y la salud humana; por ejemplo, el aire contaminado es la causa de numerosas enfermedades como el asma y el cáncer. Se estima que en Estados Unidos mueren más de 60 000 personas cada año por padecimientos cardiacos y pulmonares relacionados con la contaminación del aire.

Se sabe que cientos de elementos y compuestos como el benceno y el formaldehído son emitidos durante la combustión de carbón, petróleo, gas natural y leña, realizada en centrales eléctricas, motores de vehículos, hornos e incluso chimeneas. Existen varias razones para añadir ciertos compuestos a los combustibles líquidos (por ejemplo, el MTBE aumenta el índice de octano del combustible, además de que durante el invierno se usa para oxigenarlo y así reducir el smog). La fuente más grande de contaminación del aire son los motores de los vehículos, los cuales liberan contaminantes que se agrupan como hidrocarburos (HC), óxidos de nitrógeno (NO_x) y monóxido de carbono (CO) (Fig.

2-63). El HC es un componente importante de las emisiones de compuestos orgánicos volátiles (COV) y ambos términos se utilizan de manera indistinta para referirse a las emisiones hechas por los automóviles. Una parte significativa de las emisiones de HC o COV se origina por evaporación o derrame de combustible durante la recarga, o por evaporación en depósitos de gasolina con tapones defectuosos que no cierran herméticamente. Los disolventes, propelentes y productos de limpieza domésticos contienen benceno, butano y otras sustancias HC, por lo que son fuentes importantes de estas emisiones.

El incremento de la contaminación ambiental a tasas alarmantes y el aumento de la percepción del peligro que provocan hacen necesario su control por medio de leyes y tratados internacionales. En Estados Unidos, la Clean Air Act (Ley de Aire Limpio) de 1970 (cuya aprobación fue favorecida por los 14 días de alerta de smog vividos ese año en Washington) estableció límites sobre las emisiones de contaminantes hechas por las grandes centrales y los vehículos. Estos estándares se centraron en las emisiones de hidrocarburos, óxidos de nitrógeno y monóxido de carbono, con lo que se ordenó la instalación de convertidores catalíticos en el sistema de escape de los autos nuevos para reducir emisiones de HC y CO. Como beneficio adicional, la eliminación de plomo de la gasolina para permitir el uso de convertidores catalíticos condujo a una reducción importante de emisiones tóxicas.

Desde 1970, cada vez son menores los límites para las emisiones de HC, NO_x y CO de los automóviles: en la Ley de Aire Limpio de 1990 se establecieron requerimientos más estrictos, en particular para ozono, CO, dióxido de nitrógeno y materia en partículas (MP). Como resultado, instalaciones industriales y vehículos de la actualidad emiten sólo una fracción de los contaminantes que solían emitir hace algunas décadas. Las emisiones de HC de los automóviles, por ejemplo, disminuyeron de cerca de 8 gpm (gramos por milla) en 1970 a 0.4 gpm en 1980 y alrededor de 0.1 gpm en 1999. Esto representa una reducción significativa ya que muchos de los tóxicos gaseosos provenientes de los motores de los vehículos y de los combustibles líquidos son hidrocarburos.

Los niños son más susceptibles a los daños que causan los contaminantes del aire porque sus organismos están aún en desarrollo; también están más expuestos a la contaminación, ya que como suelen tener mayor actividad respiran más rápido. Las personas con problemas de corazón y pulmonares, en especial los que sufren de asma, son a quienes más afecta el aire contaminado, lo cual es más evidente cuando aumentan los niveles de contaminación en la región donde viven.

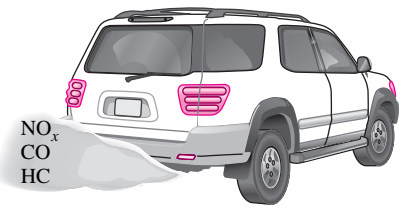


FIGURA 2-63
Los vehículos motorizados son la fuente más grande de contaminación del aire.

Ozono y smog

Quienes habitan en un área metropolitana como Los Ángeles, California, probablemente están familiarizados con el smog, una neblina de color amarillo oscuro o café que durante los días calurosos y calmados del verano se acumula como una gran masa de aire estancada. El *smog* está constituido sobre todo de ozono ubicado al nivel del suelo (O_3), pero también contiene numerosas sustancias químicas, entre las que se hallan monóxido de carbono (CO), partículas de materia como hollín y polvo, y compuestos orgánicos volátiles (COV) como benceno, butano y otros hidrocarburos. El ozono dañino ubicado al nivel del suelo no debe confundirse con la alta capa de ozono útil de la estratosfera, y que protege a la Tierra de los dañinos rayos ultravioleta del Sol. El ozono ubicado al nivel del suelo es un contaminante con varios efectos adversos para la salud.

La principal fuente de óxidos de nitrógeno e hidrocarburos son los motores de los automóviles. Estas sustancias reaccionan en presencia de luz solar en los días calurosos y tranquilos para formar ozono al nivel del suelo, principal

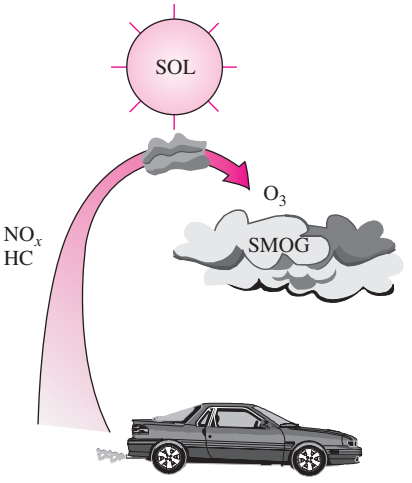


FIGURA 2-64

El ozono que se halla al nivel del suelo, componente principal del smog, se forma cuando HC y NO_x reaccionan en presencia de luz solar en días calurosos y tranquilos.

componente del smog (Fig. 2-64). La formación de smog normalmente alcanza su máximo en las tardes, cuando las temperaturas son más altas y hay gran cantidad de luz solar. Aunque el smog y el ozono del nivel del suelo se forman en áreas urbanas con mucha circulación automovilística e industrias, el viento los traslada a varios cientos de kilómetros y a otras ciudades. Esto muestra que la contaminación no sabe de límites y que es un problema global.

El *ozono* irrita los ojos y daña los alvéolos de los pulmones en los que se intercambia oxígeno y dióxido de carbono; un tejido suave y esponjoso que se va endureciendo. También causa insuficiencia respiratoria, jadeo, fatiga, dolor de cabeza y nausea, y agrava problemas respiratorios como el asma. Toda exposición al ozono hace un poco de daño a los pulmones, al igual que el humo del cigarro, y finalmente reduce la capacidad de éstos; permanecer en interiores y reducir la actividad física durante los días con mucho smog reduce el daño. El ozono también afecta a la vegetación al dañar los tejidos de las hojas. Para mejorar la calidad del aire en áreas con los peores problemas de ozono, se introdujo la gasolina reformulada (RFG) que contiene al menos 2 por ciento de oxígeno, y cuyo uso obligatorio en muchas zonas proclives al smog ha dado como resultado una reducción importante en la emisión no sólo de ozono sino también de otros contaminantes.

Otro de los grandes contaminantes del smog es el *monóxido de carbono*, un gas venenoso sin olor ni color producido sobre todo por los motores de vehículos y que se acumula en grandes cantidades en áreas con congestionamiento de tránsito. Evita que los órganos del cuerpo se oxigenen lo suficiente al enlazarse con los glóbulos rojos portadores de oxígeno. En bajas concentraciones, el monóxido de carbono disminuye la cantidad de oxígeno suministrada al cerebro y otros órganos y músculos, deteriora las reacciones y reflejos del cuerpo y daña el juicio; por tales razones representa una amenaza seria para las personas con alguna enfermedad del corazón derivada de la frágil condición de su sistema circulatorio, y para los fetos, cuyo cerebro en desarrollo tiene ciertos requerimientos de oxígeno. En concentraciones altas, el monóxido de carbono puede ser fatal, de acuerdo con las numerosas evidencias de muertes causadas por automóviles encendidos en garajes cerrados, o por los gases de escape que entran a los automóviles.

El smog también contiene partículas suspendidas como polvo y hollín emitidas por autos e instalaciones industriales. Esta clase de partículas irritan los ojos y los pulmones porque contienen ácidos y metales.

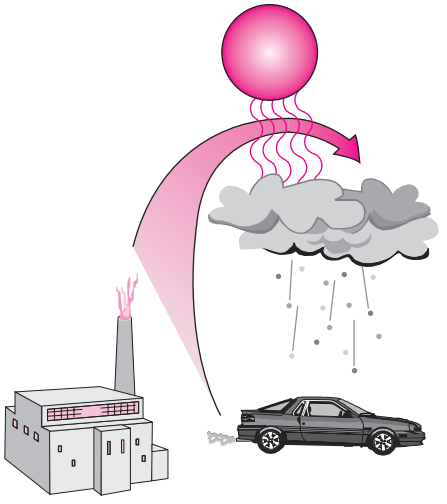


FIGURA 2-65

El ácido sulfúrico y el ácido nítrico se forman cuando los óxidos de azufre y los óxidos nítricos reaccionan en presencia de luz solar con vapor de agua y otras sustancias químicas que están en la atmósfera.

Lluvia ácida

Los combustibles fósiles son mezclas de varias sustancias químicas, entre las que se hallan pequeñas cantidades de azufre que reaccionan con el oxígeno para formar dióxido de azufre (SO_2), un contaminante del aire. La fuente principal de SO_2 son las centrales de energía que queman carbón mineral con alto contenido de azufre. La Ley de Aire Limpio de 1970 limitó en gran medida las emisiones de SO_2, lo que obligó a las centrales a instalar purificadores de SO_2, gasificar el carbón (para recuperar el azufre) o cambiarlo por uno con bajo contenido de azufre. Los automóviles también emiten SO_2 puesto que la gasolina y el diesel contienen pequeñas cantidades de azufre. Las erupciones volcánicas y los manantiales calientes también liberan óxidos de azufre reconocibles por su peculiar olor a huevo podrido.

Los óxidos de azufre y los óxidos nítricos reaccionan en lo alto de la atmósfera con vapor de agua y otras sustancias químicas, en presencia de luz solar, para formar ácidos sulfúrico y nítrico (Fig. 2-65). Estos ácidos normalmente se disuelven en las gotas de agua suspendidas en las nubes o la niebla, volviéndolas tan ácidas como el jugo de limón, para después ser transportadas del aire al sue-

lo por la lluvia o la nieve, fenómeno que se conoce como **lluvia ácida**. El suelo es capaz de neutralizar cierta cantidad de ácido, pero las cantidades que producen las centrales de energía que usan carbón mineral barato con alto contenido de azufre han superado esta capacidad y, como resultado, muchos lagos y ríos en áreas industriales como Nueva York, Pennsiylvania y Michigan se han vuelto demasiado ácidos para que vivan los peces. Los bosques de estas áreas también experimentan una muerte lenta debido a que absorben los ácidos por sus hojas, nervaduras y raíces. Incluso las estructuras construidas con mármol se deterioran debido a la lluvia ácida. La magnitud del problema no se reconoció sino hasta principios de la década de los setenta, y desde entonces se han tomado medidas importantes para reducir en forma drástica las emisiones de dióxido de azufre mediante la instalación de purificadores en plantas industriales y a través de la desulfurización del carbón antes de su combustión.

Efecto invernadero: calentamiento global y cambio climático

Es probable que haya notado que cuando deja su auto bajo la luz solar directa en un día soleado, el interior se calienta mucho más que el aire del exterior, y quizá se ha preguntado por qué el carro actúa como una trampa de calor. Esto se debe a que el espesor del vidrio transmite más de 90 por ciento de la radiación visible y es prácticamente opaco (no transparente) a la radiación infrarroja situada en el intervalo de mayor longitud de onda. Por lo tanto, el vidrio permite que la radiación solar entre libremente pero bloquea la radiación infrarroja que emiten las superficies interiores. Esto causa en el interior un aumento de la temperatura como resultado de la acumulación de energía térmica. Este efecto de calentamiento se conoce como **efecto invernadero**, puesto que se aprovecha sobre todo en los invernaderos.

El efecto invernadero también se experimenta a gran escala en la Tierra, cuya superficie se calienta durante el día como resultado de la absorción de energía solar y se enfría por la noche al radiar parte de su energía hacia el espacio en forma de radiación infrarroja. El dióxido de carbono (CO_2), el vapor de agua y algunos otros gases como el metano y los óxidos de nitrógeno actúan como una sábana y mantienen caliente a nuestro planeta en la noche al bloquear el calor que éste irradia (Fig. 2-66). Por consiguiente, se les llama "gases de invernadero", de los cuales el CO_2 es el principal componente. Comúnmente, el vapor de agua se elimina de esta lista dado que desciende en forma de lluvia o nieve como parte del ciclo del agua; por lo tanto, las actividades humanas para producir agua (por ejemplo, quemar combustibles fósiles) no marcan la diferencia en su concentración dentro de la atmósfera (que sobre todo se debe a la evaporación de ríos, lagos, océanos, etc). Sin embargo, el CO_2 es diferente, porque las actividades de la gente sí marcan una diferencia en la concentración de esta sustancia en la atmósfera.

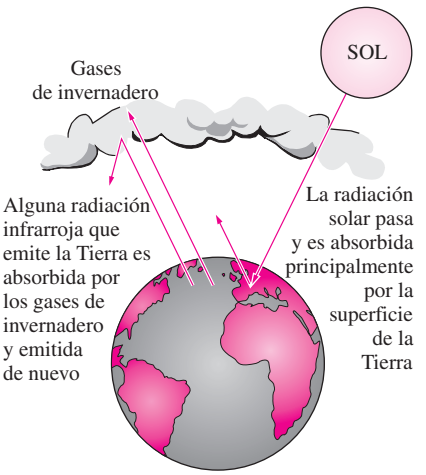


FIGURA 2-66
El efecto invernadero en la Tierra.

Aun con el efecto invernadero es posible la vida en la Tierra, ya que éste la mantiene caliente (cerca de 30°C más caliente), pero las cantidades excesivas de estos gases perturban el delicado equilibrio al atrapar demasiada energía, lo que causa el incremento de la temperatura promedio del planeta y cambios en el clima de algunos lugares. Estas consecuencias indeseables del efecto invernadero se denominan **calentamiento global** o **cambio climático global**.

El cambio climático global se debe al uso excesivo de combustibles fósiles como carbón, derivados del petróleo y gas natural en las centrales de generación de energía, transporte, construcción y manufactura, y ha sido motivo de preocupación en décadas recientes. En 1995 fue liberado a la atmósfera en

forma de CO_2 un total de 6 500 millones de toneladas de carbón. La concentración actual de CO_2 en la atmósfera es de alrededor de 360 ppm (o 0.36 por ciento), es decir, 20 por ciento más que la concentración de hace un siglo, y se prevé que aumentará a más de 700 ppm en 2100. En condiciones normales, la vegetación consume CO_2 y libera O_2 durante la fotosíntesis, con lo que mantiene bajo control la concentración de CO_2 en la atmósfera. Un árbol maduro en desarrollo consume 12 kg de CO_2 al año y exhala suficiente oxígeno para mantener a una familia de cuatro integrantes. Sin embargo, la deforestación y el enorme incremento en la producción de CO_2 en décadas recientes han perturbado este equilibrio.

En un informe de 1995, los principales científicos del mundo que estudian el clima concluyeron que la Tierra ya se ha calentado cerca de 0.5°C durante el último siglo, y estiman que la temperatura de nuestro planeta aumentará otros 2°C para el año 2100. Se teme que un aumento de esta magnitud cause graves daños en los patrones climáticos: intensas tormentas y lluvias que provocarán inundaciones en algunos sitios y sequías en otros, grandes inundaciones debidas al derretimiento del hielo en los polos, pérdida de zonas húmedas y áreas costeras por el aumento del nivel del mar, variaciones en el suministro de agua, cambios en el ecosistema por la incapacidad de algunos animales y especies vegetales para ajustarse a los cambios, aumento de las enfermedades epidémicas debido a las mayores temperaturas, efectos secundarios adversos en la salud humana y malas condiciones socioeconómicas en algunas regiones.

La gravedad de esta amenaza ha llevado a las Naciones Unidas a establecer un comité a cargo del cambio climático. Una reunión cumbre en 1992 en Río de Janeiro, Brasil, atrajo la atención mundial sobre el problema y el acuerdo que preparó el comité para controlar las emisiones de gas fue firmado por 162 naciones. En la reunión de 1997 en Kyoto (Japón), los países industrializados adoptaron el Protocolo de Kyoto que los compromete a reducir, entre 2008 y 2012, en 5 por ciento menos a los niveles registrados en 1990 sus emisiones de CO_2 y otros gases causantes del efecto invernadero. Esto se puede lograr si se incrementan los esfuerzos de conservación y se mejoran las eficiencias de conversión, al mismo tempo que se satisfacen las nuevas demandas de energía mediante el uso de energía renovable (hidroeléctrica, solar, eólica y geotérmica) en lugar de combustibles fósiles.

FIGURA 2-67

Un automóvil común produce varias veces su peso en CO_2 cada año (si es conducido 12 000 millas al año, consume 600 galones de gasolina y produce 20 lbm de CO_2 por galón).

© Vol. 39/PhotoDisc

Estados Unidos contribuye con la mayor cantidad de gases causantes del efecto invernadero: más de 5 toneladas de emisiones de carbón por persona al año. Una de las principales fuentes de emisión es el transporte, ya que cada litro de gasolina que quema un vehículo produce cerca de 2.5 kg de CO_2 (o bien, cada galón de gasolina quemada produce alrededor de 20 lbm de CO_2). En Estados Unidos un automóvil es conducido en promedio cerca de 12 000 millas al año y consume aproximadamente 600 galones de gasolina; por lo tanto libera a la atmósfera unas 12 000 lbm de CO_2 al año, lo cual es casi cuatro veces el peso de un automóvil común (Fig. 2-67). Ésta y otras emisiones se pueden reducir de forma significativa al comprar automóviles que empleen energía en forma eficiente, es decir, que quemen menos combustible al recorrer una misma distancia y usar el auto con sensatez. Si se ahorra combustible se ahorra dinero y se protege al ambiente: por ejemplo, elegir un vehículo que logra 30 millas por galón en vez de 20 evita que se liberen cada año a la atmósfera dos toneladas de CO_2 y al mismo tiempo se reduce el costo de combustible en 400 dólares al año (en condiciones de manejo promedio de 12 000 millas anuales y a un costo de combustible de 2.00 dólares por galón).

Tras explicar que las considerables cantidades de contaminantes emitidas debido a que la energía química de los combustibles fósiles es convertida vía la combustión en energía térmica, mecánica o eléctrica, parece claro que tanto las

centrales eléctricas, como los vehículos motorizados e incluso las estufas tienen la culpa de la contaminación del aire. En contraste, ninguna contaminación es producida cuando la electricidad se convierte en energía térmica, química o mecánica; entonces, se promueve a los automóviles eléctricos como vehículos de "cero emisiones" y a la generalización de su uso como la solución última para el problema de la contaminación del aire. Sin embargo, se debe recordar que la electricidad usada por estos automóviles se genera en alguna otra parte quemando combustible y, por lo tanto, emitiendo contaminación. Así, cada vez que un automóvil eléctrico consume 1 kWh de electricidad, tiene responsabilidad en la contaminación emitida debido a que en alguna otra parte se generó el 1 kWh (más las pérdidas de conversión y transmisión). Sólo es posible afirmar que los automóviles eléctricos son vehículos de cero emisiones cuando la electricidad que consumen se genera mediante recursos renovables libres de emisiones como la energía hidroeléctrica, solar, eólica y geotérmica (Fig. 2-68). De ahí que se deba alentar a nivel mundial el uso de energía renovable, con incentivos y según sea necesario, para hacer de la Tierra un mejor lugar para vivir. En décadas recientes, los avances en termodinámica han contribuido en gran medida a mejorar las eficiencias de conversión (en algunos casos duplicándolas) y, por consiguiente, a reducir la contaminación. Como individuos podemos contribuir tomando medidas de conservación de energía y haciendo de la eficiencia energética una prioridad grande al momento de realizar alguna compra.

FIGURA 2-68

Las energías renovables como la del viento se llaman "energía verde" puesto que no emiten contaminantes o gases de invernadero.

© *Corbis Royalty Free*

EJEMPLO 2-18 Reducción de la contaminación del aire mediante calentamiento geotérmico

Una planta de energía geotérmica en Nevada, Estados Unidos, genera electricidad por medio de agua geotérmica extraída a 180°C y reinyectada de nuevo al suelo a 85°C. Se propone utilizar la salmuera reinyectada para calentar edificios residenciales y comerciales y de acuerdo a los cálculos se prevé que con el sistema de calentamiento geotérmico es posible ahorrar 18 millones de unidades térmicas de gas natural al año. Determine la cantidad de las emisiones de NO_x y CO_2 que el sistema geotérmico ahorrará al año. Considere que el promedio de emisiones de NO_x y CO_2 de los hornos de gas es de 0.0047 kg/unidad térmica y 6.4 kg/unidad térmica, respectivamente.

Solución Los sistemas de calentamiento de gas de cierta área están siendo reemplazados por otro de calentamiento geotérmico. Se determinarán las cantidades de las emisiones de NO_x y CO_2 ahorradas por año.

Análisis Las emisiones ahorradas por año son equivalentes a las cantidades que emiten los hornos cuando se queman 18 millones de unidades térmicas de gas natural,

$$\begin{aligned}\text{Ahorros de } NO_x &= (\text{emisión de } NO_x \text{ por unidad térmica})\\ &\quad (\text{número de unidades térmicas por año})\\ &= (0.0047 \text{ kg/unidad térmica})(18 \times 10^6 \text{ unidades térmicas/año})\\ &= \mathbf{8.5 \times 10^4 \text{ kg/año}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Ahorros de } CO_2 &= (\text{emisión de } CO_2 \text{ por unidad térmica})\\ &\quad (\text{número de unidades térmicas por año})\\ &= (6.4 \text{ kg/unidad térmica})(18 \times 10^6 \text{ unidades térmicas/año})\\ &= \mathbf{1.2 \times 10^8 \text{ kg/año}}\end{aligned}$$

Explicación Un automóvil común genera en carretera casi 8.5 kg del NO_x y 6 000 kg de CO_2 al año. Por lo tanto, el impacto ambiental de reemplazar los sistemas de calentamiento de gas en el área por el sistema de calentamiento geotérmico equivale a retirar 10 000 automóviles por emisión de NO_x y sacar 20 000 automóviles por emisión de CO_2. El sistema propuesto debe tener un efecto importante en la reducción del smog en el área.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Mecanismos de transferencia de calor

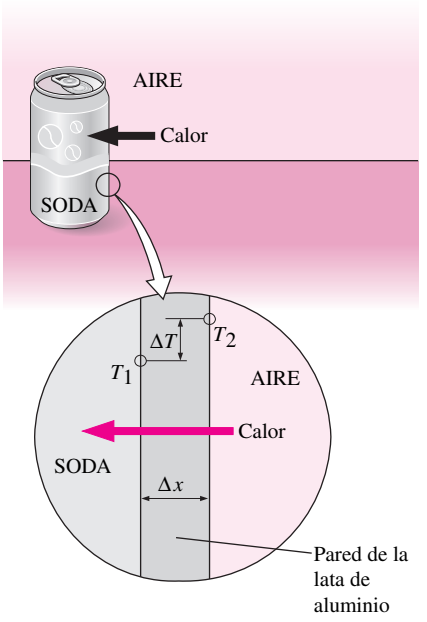


FIGURA 2-69

Conducción de calor del aire caliente a una lata fría de bebida carbonatada a través de la pared de aluminio de la lata.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 2, SECC. 9, EN EL DVD.

El calor se puede transferir de tres formas distintas: *conducción*, *convección* y *radiación*; se dará una descripción breve de cada uno de éstos para familiarizar al lector con los mecanismos básicos de transferencia de calor. Todos los modos de transferencia de calor requieren que exista una diferencia de temperatura y todos pasan del ámbito de alta temperatura a uno de menor temperatura.

La **conducción** es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de sus interacciones. La conducción puede ocurrir en sólidos, líquidos o gases; en estos últimos dos la conducción se debe a las colisiones de las moléculas durante su movimiento aleatorio, mientras que en los sólidos se debe a la combinación de la vibración de las moléculas en una red y el transporte de energía mediante electrones libres. Por ejemplo, una bebida enlatada fría que se halla en una habitación caliente, alcanza por conducción la temperatura de la habitación como resultado de la transferencia de calor de ésta a la bebida, a través de la lata de aluminio (Fig. 2-69).

Se observa que la tasa de conducción de calor $\dot{Q}_{\text{cond}}$ por una capa de espesor constante Δx es proporcional a la diferencia de temperatura ΔT en la capa y el área A normal a la dirección de transferencia de calor, mientras que es inversamente proporcional al espesor de la capa. Por lo tanto,

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = k_t A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad \text{(W)} \tag{2-51}$$

donde la constante de proporcionalidad k_t es la **conductividad térmica** del material, la cual es una medida de la capacidad del material para conducir calor (Tabla 2-3). Materiales como el cobre y la plata, que son buenos conductores eléctricos, también lo son para el calor y por lo tanto tienen valores altos de k_t. El hule, la madera y el poliestireno son malos conductores del calor y, por consiguiente, tienen valores bajos de k_t.

En el caso límite de $\Delta x \to 0$, la ecuación anterior se reduce a la forma diferencial

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -k_t A \frac{dT}{dx} \quad \text{(W)} \tag{2-52}$$

que se conoce como **ley de Fourier** de conducción de calor, e indica que la tasa de conducción de calor en una dirección es proporcional al *gradiente de temperatura* en esa misma dirección. El calor es conducido en la dirección de temperatura decreciente, y el gradiente de temperatura se vuelve negativo cuando la temperatura disminuye con x creciente. Por consiguiente, se agrega un signo negativo en la ecuación 2-52 para hacer de la transferencia de calor en la dirección x positiva una cantidad positiva.

La temperatura es una medida de la energía cinética de las moléculas. En un líquido o gas, esta energía se debe al movimiento aleatorio de sus moléculas, así como a sus movimientos de vibración y rotación. Cuando colisionan dos moléculas que poseen energías cinéticas distintas, parte de esta energía proveniente de la molécula más energética (mayor temperatura) se transfiere a la de menor energía (menor temperatura), de forma muy similar a cuando colisionan dos bolas elásticas de igual masa a diferentes velocidades: parte de la energía cinética de la bola más rápida se transfiere a la más lenta.

*Se puede prescindir de esta sección sin que se pierda continuidad.

En los sólidos, la conducción de calor se debe a dos efectos: a las ondas vibratorias de la red inducidas por los movimientos vibratorios de las moléculas situadas en una posición relativamente fija en una forma periódica llamada red *cristalina*, y a la energía transportada a través del flujo libre de electrones en el sólido. La conductividad térmica de un sólido se obtiene al sumar las componentes de la red y electrónicos. La conductividad térmica de los metales puros se debe sobre todo al componente electrónico, mientras que la de los no metales se debe más que nada al componente de la red cristalina. El componente de la red cristalina de la conductividad térmica depende en gran medida de la forma en que están dispuestas las moléculas; por ejemplo, la de un sólido cristalino altamente ordenado como el diamante es mucho mayor que las de metales puros (Tabla 2-3).

La **convección** es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento, y tiene que ver con los efectos combinados de *conducción* y *movimiento del fluido*: mientras más rápido sea éste mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento en masa del fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento en masa del fluido incrementa la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las tasas de transferencia de calor.

Considere el enfriamiento de un bloque caliente mediante aire frío aplicado sobre su superficie (Fig. 2-70). La energía se transfiere primero a la capa de aire adyacente a la superficie del bloque por conducción. Esta energía es llevada después desde la superficie por convección; es decir, por los efectos combinados de conducción dentro del aire, debidos al movimiento aleatorio de sus moléculas y a su movimiento macroscópico o en masa, que elimina el aire caliente cerca de la superficie y lo reemplaza por aire frío.

Hay **convección forzada** si el fluido es *forzado* a fluir en un tubo o sobre una superficie por medios externos, como un ventilador, una bomba o el viento. En cambio, se trata de **convección libre** (o **natural**) si el movimiento del fluido es ocasionado por las fuerzas de flotación inducidas por diferencias de densidad debidas a la variación de temperatura en el fluido (Fig. 2-71), Por ejemplo, en ausencia de un ventilador, la transferencia de calor desde la superficie del bloque caliente en la figura 2-70 será por convección natural puesto que en este caso cualquier movimiento del aire se deberá al ascenso del aire más caliente (y, por lo tanto, más ligero) cercano a la superficie, y al descenso del aire más frío (por consiguiente, más denso) para ocupar su lugar. La transferencia de calor entre el bloque y el aire circundante será por conducción si la diferencia de temperatura entre el aire y el bloque no es demasiado grande para vencer la resistencia del aire a moverse y así iniciar las corrientes de convección natural.

Los procesos de transferencia de calor en los que hay un *cambio de fase* de un fluido se consideran también como convección debido al movimiento del fluido durante el proceso; por ejemplo, el ascenso de las burbujas de vapor durante la *ebullición* o el descenso de gotas de líquido durante la *condensación*.

La tasa de transferencia de calor por convección $\dot{Q}_{\text{conv}}$ se determina a partir de la **ley de enfriamiento de Newton**, expresada como

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA(T_s - T_f) \qquad \text{(W)} \qquad \textbf{(2-53)}$$

donde h es el **coeficiente de transferencia de calor por convección**, A es el área superficial en la cual tiene lugar la transferencia de calor, T_s es la temperatura de la superficie y T_f es la temperatura del fluido lejos de la superficie. (En la superficie, la temperatura del fluido es igual a la temperatura superficial del sólido.)

TABLA 2-3

Conductividades térmicas de algunos materiales en condiciones ambiente

Material	Conductividad térmica, W/m · K
Diamante	2 300
Plata	429
Cobre	401
Oro	317
Aluminio	237
Hierro	80.2
Mercurio (ℓ)	8.54
Vidrio	1.4
Ladrillo	0.72
Agua (ℓ)	0.613
Piel humana	0.37
Madera (roble)	0.17
Helio (g)	0.152
Hule suave	0.13
Fibra de vidrio	0.043
Aire (g)	0.026
Uretano, espuma rígida	0.026

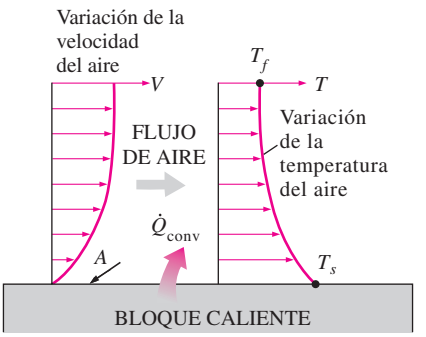


FIGURA 2-70

Transferencia de calor por convección desde una superficie caliente hacia el aire.

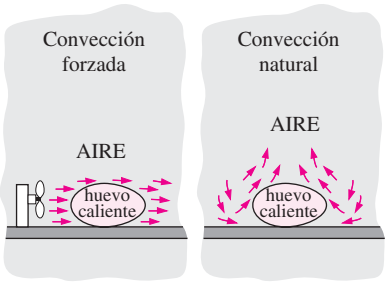


FIGURA 2-71
Enfriamiento de un huevo hervido por convección forzada y natural.

FIGURA 2-72
A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación puede ocurrir entre dos cuerpos, incluso cuando están separados por un medio más frío que ambos.

El coeficiente de transferencia de calor por convección h no es una propiedad del fluido, es un parámetro determinado de forma experimental cuyo valor depende de todas las variables que afectan la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades del fluido y la velocidad volumétrica del fluido. Los valores representativos de h, en $W/m^2 \cdot K$, se encuentran en el intervalo entre 2 y 25 para la convección libre de gases, 50 y 1 000 para la convección libre de líquidos, 25 y 250 para la convección forzada de gases, 50 a 20 000 para la convección forzada de líquidos y 2 500 a 100 000 para la convección en procesos de ebullición y condensación.

Radiación es la energía que emite la materia en la forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de energía por radiación no requiere la presencia de un medio (Fig. 2-72). De hecho, este tipo de transferencia es la más rápida (se lleva a cabo a la velocidad de la luz) y no experimenta ninguna atenuación en un vacío. Éste es exactamente el modo como la energía del Sol llega a la Tierra.

En los estudios de transferencia de calor, el interés se halla en la *radiación térmica*, que es la forma de radiación que emiten los cuerpos debido a su temperatura, y difiere de las otras formas de radiación electromagnética como los rayos X, gamma, microondas, ondas de radio y televisión que no están relacionadas con la temperatura. Todos los cuerpos a una temperatura superior al cero absoluto emiten radiación térmica.

La radiación es un *fenómeno volumétrico*, y los sólidos, líquidos y gases, emiten, absorben o transmiten radiación de distintos grados. Sin embargo, la radiación es considerada en general como un *fenómeno de superficie* para sólidos opacos a la radiación térmica, como los metales, la madera y las rocas, puesto que la radiación emitida por las regiones interiores de estos materiales nunca alcanza la superficie, mientras que la radiación que incide en esos cuerpos es absorbida comúnmente dentro de unas micras desde la superficie.

La tasa máxima de radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura *absoluta* T_s se determina mediante la *ley de Stefan-Boltzmann* como

$$\dot{Q}_{\text{emitida,máx}} = \sigma A T_s^4 \qquad (\text{W}) \tag{2-54}$$

donde A es el área superficial y $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}\ W/m^2 \cdot K^4$ la **constante de Stefan-Boltzmann**. La superficie idealizada que emite radiación a esta tasa máxima se llama **cuerpo negro**, y la radiación emitida por un cuerpo negro se denomina **radiación de cuerpo negro**. La radiación que emiten todas las superficies *reales* es menor que la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como

$$\dot{Q}_{\text{emitida}} = \varepsilon \sigma A T_s^4 \qquad (\text{W}) \tag{2-55}$$

donde e es la **emisividad** de la superficie. Esta propiedad, cuyo valor está en el intervalo $0 \le \varepsilon \le 1$, es una medida de qué tan cerca se aproxima una superficie a un cuerpo negro, para el cual $\varepsilon = 1$. En la tabla 2-4 se dan las emisividades de algunas superficies.

Otra propiedad de radiación importante de una superficie es su **absorbencia**, α, que es la fracción de la energía de radiación incidente sobre una superficie absorbida por ésta, y al igual que la emisividad, su valor está en el intervalo $0 \le \alpha \le 1$. Un cuerpo negro absorbe toda la radiación que incide sobre él. Esto es, un cuerpo negro es tanto un absorbedor perfecto ($\alpha = 1$) como un emisor perfecto.

En general ε y α de una superficie dependen de la temperatura y la longitud de onda de la radiación. La **ley de Kirchhoff** de la radiación establece que la emisividad y la absorbencia de una superficie son iguales con las mismas temperatura y longitud de onda. En la mayor parte de las aplicaciones prácticas se ignora la dependencia que ε y α tienen de la temperatura y la longitud de onda, por lo que la absorbencia promedio de la superficie se considera igual a su emisividad promedio. La tasa a la que una superficie absorbe radiación se determina a partir de (Fig. 2-73)

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \alpha \dot{Q}_{\text{incidente}} \qquad \text{(W)} \tag{2-56}$$

donde $\dot{Q}_{\text{incidente}}$ es la tasa a la que la radiación incide sobre la superficie y α es la absorbencia de la superficie. En superficies opacas (no transparentes), la porción de la radiación incidente no absorbida se refleja.

La diferencia entre las tasas de radiación emitida por la superficie y de radiación absorbida es la transferencia *neta* de calor por radiación. Si la tasa de radiación absorbida es mayor que la de emisión de radiación, se dice que la superficie está *ganando* energía por radiación. De otro modo, se afirma que la superficie está *perdiendo* energía por radiación. Determinar la tasa neta de transferencia de calor por radiación entre dos superficies generalmente es complicado porque depende de las propiedades de las superficies, la orientación relativa entre ellas y la interacción del medio entre las superficies con la radiación. Sin embargo, en el caso especial de una superficie relativamente pequeña de emisividad ε y de área superficial A a temperatura *absoluta* T_s, que está completamente encerrada por una superficie mucho más grande a temperatura *absoluta* $T_{\text{alrededores}}$, separada por un gas (como el aire) que no interfiere con la radiación (es decir, la cantidad de radiación emitida, absorbida o dispersada por el medio es insignificante), la tasa neta de transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se determina a partir de (Fig. 2-74)

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_{\text{alrededores}}^4) \qquad \text{(W)} \tag{2-57}$$

Para este caso especial, la emisividad y el área de la superficie circundante no tienen ningún efecto en la transferencia neta de calor por radiación.

TABLA 2-4

Emisividad de algunos materiales a 300 K

Material	Emisividad
Papel aluminio	0.07
Aluminio anodizado	0.82
Cobre pulido	0.03
Oro pulido	0.03
Plata pulida	0.02
Acero inoxidable pulido	0.17
Pintura negra	0.98
Pintura blanca	0.90
Papel blanco	0.92-0.97
Asfalto	0.85-0.93
Ladrillo rojo	0.93-0.96
Piel humana	0.95
Madera	0.82-0.92
Suelo	0.93-0.96
Agua	0.96
Vegetación	0.92-0.96

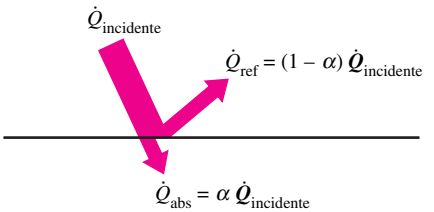


FIGURA 2-73
Absorción de radiación incidente sobre una superficie opaca de absorbencia α.

EJEMPLO 2-19 **Transferencia de calor desde una persona**

Una persona está de pie en una habitación con brisa a 20°C. Determine la tasa total de transferencia de calor desde esta persona, si el área superficial expuesta y la temperatura de su piel son 1.6 m^2 y 29°C, respectivamente, y el coeficiente de transferencia de calor por convección es 6 W/m^2 · °C (Fig. 2-75).

Solución Una persona está parada en un cuarto con brisa y se debe determinar la tasa de pérdida total de calor desde la persona.

Suposiciones **1** El coeficiente de transferencia de calor y la emisividad son constantes y uniformes. **2** La conducción de calor a través de los pies es insignificante. **3** La pérdida de calor por evaporación es insignificante.

Análisis La transferencia de calor entre la persona y el aire en la habitación será por convección (en lugar de conducción), puesto que es concebible que el aire en la vecindad de la piel o ropa se calentará y ascenderá como resultado de la transferencia térmica del cuerpo, iniciando corrientes naturales de convección. Al parecer, en este caso el valor determinado experimentalmente para la rapidez de transferencia de calor por convección es de 6 W por unidad

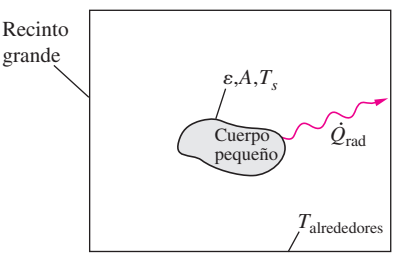


FIGURA 2-74
Transferencia de calor por radiación entre un cuerpo y las superficies internas de un recinto mucho más grande que lo rodea por completo.

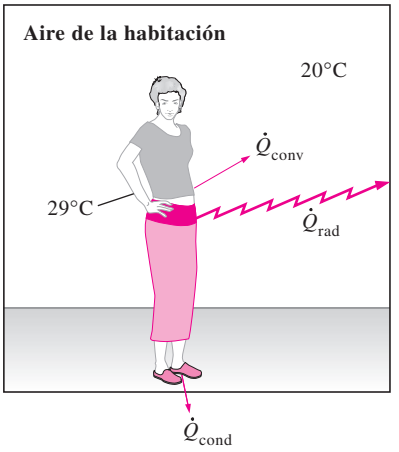


FIGURA 2-75
Transferencia de calor desde una persona, descrita en el ejemplo 2-19.

de área superficial (m^2) por unidad de diferencia de temperatura (en K o °C) entre la persona y el aire que se aleja de ésta. De modo que la tasa de transferencia de calor por convección desde la persona hacia el aire de la habitación se obtiene de la ecuación 2-53,

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{conv} &= hA(T_s - T_f)\\ &= (6\ \text{W/m}^2\cdot\text{°C})(1.6\ \text{m}^2)(29 - 20)\ \text{°C}\\ &= 86.4\ \text{W}\end{aligned}$$

La persona también perderá calor por radiación hacia las superficies de las paredes circundantes. Para simplificar, considere las temperaturas de las superficies de las paredes, el techo y el piso iguales a la temperatura del aire, pero observe que esto no es necesariamente correcto, ya que estas superficies pueden hallarse a una temperatura mayor o menor que la temperatura promedio del aire de la habitación, dependiendo de las condiciones exteriores y de la estructura de las paredes. Si se considera que el aire no interviene con la radiación y que la persona está completamente encerrada por las superficies que la rodean, la tasa neta de transferencia de calor por radiación del cuerpo a las paredes circundantes, el techo y el piso, de acuerdo con la ecuación 2-57, es

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{rad} &= \varepsilon\ A(T_s^4 - T_{entorno}^4)\\ &= (0.95)(5.67\times10^{-8}\ \text{W/m}^2\cdot\text{K}^4)(1.6\ \text{m}^2)\times[(29+273)^4 - (20+273)^4]\text{K}^4\\ &= 81.7\ \text{W}\end{aligned}$$

Observe que deben usarse temperaturas *absolutas* en los cálculos de radiación y que se utilizó el valor de emisividad para piel y ropa a temperatura ambiente, porque se espera que esta propiedad no cambie de manera considerable a una temperatura ligeramente más alta.

Así, la rapidez de transferencia de calor total del cuerpo se determina al sumar estas dos cantidades, lo que da como resultado

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = 86.4 + 81.7 = \mathbf{168.1\ W}$$

La transferencia de calor sería mucho mayor si la persona no hubiera estado vestida, pues la temperatura de la superficie expuesta sería mayor. Por esto la ropa cumple con una importante función: servir como una barrera aislante contra la transferencia de calor.

Explicación En los cálculos anteriores se ignoró la transferencia de calor por conducción que se da de los pies hacia el piso, que suele ser muy pequeña. Tampoco se consideró la transferencia de calor desde la piel a través de la transpiración, que es el modo dominante de transferencia de calor en ambientes calientes.

RESUMEN

La suma de todas las formas de energía de un sistema se llama *energía total*, que consta de las energías interna, cinética y potencial para sistemas compresibles simples. La *energía interna* representa la energía molecular de un sistema y puede existir en las formas sensible, latente, química y nuclear.

El *flujo másico* $\dot{m}$ se define como la cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo, y se relaciona con el *flujo volumétrico* $\dot{V}$, el cual es el volumen de un fluido que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo, mediante

$$\dot{m} = \rho\dot{V} = \rho A_c V_{promedio}$$

La tasa de flujo de energía relacionada con un fluido que fluye a una tasa de $\dot{m}$ es

$$\dot{E} = \dot{m}e$$

que es análoga a $E = me$.

La *energía mecánica* se define como *la forma de energía que se puede convertir completamente en trabajo mecánico de modo directo mediante un dispositivo mecánico como una turbina ideal*. Se expresa por unidad de masa como

$$e_{\text{mecánica}} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz$$

y

$$\dot{E}_{\text{mecánica}} = \dot{m}e_{\text{mecánica}} = \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz\right)$$

donde P/ρ es la *energía de flujo*, $V^2/2$ es la *energía cinética* y gz es la *energía potencial* del fluido por unidad de masa.

La energía puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado en la forma de calor o trabajo. Para volúmenes de control, la energía se puede transportar también mediante la masa. Si la transferencia de energía se debe a una diferencia de temperatura entre un sistema cerrado y sus alrededores, es *calor*; de lo contrario, es *trabajo.*

El trabajo es la energía transferida cuando una fuerza actúa sobre un sistema a lo largo de una distancia. Varias formas de trabajo se expresan como sigue:

Trabajo eléctrico: $W_e = \mathbf{V}I\ \Delta t$

Trabajo de flecha: $W_{\text{flecha}} = 2\pi n\mathrm{T}$

Trabajo de resorte: $W_{\text{resorte}} = \frac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2)$

La *primera ley de la termodinámica* es en esencia una expresión del principio de la conservación de la energía, conocido también como *balance de energía*. El balance de masa y energía generales para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad \text{(kJ)}$$

También se puede expresar en la *forma de tasa* como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio en las energías}\\ \text{interna, cinética, potencial, etcétera}}} \quad \text{(kW)}$$

Las eficiencias de varios dispositivos se definen como

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{\Delta\dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}}{\dot{W}_{\text{flecha,entrada}}} = \frac{\dot{W}_{\text{bomba, }u}}{\dot{W}_{\text{bomba}}}$$

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{\dot{W}_{\text{flecha,salida}}}{|\Delta\dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}|} = \frac{\dot{W}_{\text{turbina}}}{\dot{W}_{\text{turbina},e}}$$

$$\eta_{\text{motor}} = \frac{\text{Salida de potencia mecánica}}{\text{Entrada de potencia eléctrica}} = \frac{\dot{W}_{\text{flecha,salida}}}{\dot{W}_{\text{eléctrica,entrada}}}$$

$$\eta_{\text{generador}} = \frac{\text{Salida de potencia eléctrica}}{\text{Entrada de potencia mecánica}} = \frac{\dot{W}_{\text{eléctrica,salida}}}{\dot{W}_{\text{flecha,entrada}}}$$

$$\eta_{\text{bomba}-\text{motor}} = \eta_{\text{bomba}}\eta_{\text{motor}} = \frac{\Delta\dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}}{\dot{W}_{\text{eléctrica,entrada}}}$$

$$\eta_{\text{turbina–generador}} = \eta_{\text{turbina}}\eta_{\text{generador}} = \frac{\dot{W}_{\text{eléctrica,salida}}}{|\Delta\dot{E}_{\text{mecánica,fluido}}|}$$

La conversión de energía de una forma a otra se relaciona con frecuencia con efectos adversos en el medio, y el impacto ambiental debe ser una consideración importante en la conversión y utilización de energía.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals,* versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.

2. Y.A. Çengel, "An Intuitive and Unified Approach to Teaching Thermodynamics", ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Atlanta, Georgia, AES-Vol. 36, pp. 251-260, 17-22 de noviembre, 1996.

PROBLEMAS*

Formas de energía

2-1C Los calentadores eléctricos portátiles se usan comúnmente para calentar habitaciones pequeñas. Explique la transformación de energía que tiene lugar durante este proceso.

2-2C Considere el proceso de calentar agua sobre la parrilla de una estufa eléctrica. ¿Cuáles son las formas de energía que intervienen durante este proceso? ¿Cuáles son las transformaciones de energía que ocurren?

2-3C ¿Cuál es la diferencia entre las formas de energía macroscópica y microscópica?

2-4C ¿Cuál es la energía total? Identifique las distintas formas de energía que la constituyen.

2-5C Anote las formas de energía que contribuyen a la energía interna de un sistema.

2-6C ¿Cómo se relacionan entre sí el calor, la energía interna y la energía térmica?

2-7C ¿Qué es la energía mecánica y cómo difiere de la energía térmica? ¿Cuáles son las formas de energía mecánica en una corriente de fluido?

2-8 Considere un río que fluye hacia un lago a una velocidad promedio de 3 m/s a una tasa de 500 m^3/s en un lugar situado a 90 m arriba de la superficie del lago. Determine la energía mecánica total del agua del río por unidad de masa y la posible generación de potencia de todo el río en ese lugar.

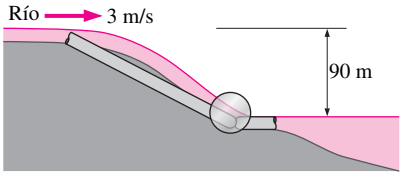


FIGURA P2-8

2-9 Se generará energía eléctrica mediante la instalación de una turbina y generador eléctricos en un sitio a 120 m debajo de la superficie libre de un gran depósito de agua que puede suministrar de forma estable este líquido a una tasa de 1 500 kg/s. Determine el potencial de generación de potencia.

2-10 En cierto lugar, el viento sopla a 10 m/s de forma permanente. Determine la energía mecánica del aire por unidad de masa y el potencial de generación de potencia de una turbina eólica con aspas de 60 m de diámetro ubicada ahí. Tome la densidad del aire como 1.25 kg/m^3.

2-11 Un chorro de agua que sale de una tobera a 60 m/s con un flujo másico de 120 kg/s se utilizará para generar potencia al chocar con las cubetas (cangilones) localizadas en el perímetro de una rueda. Determine el potencial de generación de potencia del chorro.

2-12 Se analizan dos sitios para generar potencia mediante el viento. En el primero, el viento sopla de forma estable a 7 m/s durante 3 000 horas al año, mientras que en el segundo sopla a 10 m/s durante 2 000 horas por año. Si se supone, para simplificar, que la velocidad del viento es insignificante, determine cuál sitio es mejor para generar potencia mediante el viento. *Nota*: tome en cuenta que el flujo másico del aire es proporcional a la velocidad del viento.

2-13 Se tiene un río con flujo estable a un caudal de 240 m^3/s para la generación de potencia hidroeléctrica, y se concluye que es posible construir una presa para colectar agua y liberarla desde una diferencia de altura de 50 m. Determine cuánta potencia se generará a partir del agua del río después de llenar la presa.

2-14 Una persona entra a un elevador al nivel del vestíbulo de un hotel junto con su maleta de 30 kg, y sale 35 m arriba en el décimo piso. Determine la cantidad de energía que consume el motor del elevador, la cual está ahora almacenada en la maleta.

Transferencia de energía mediante calor y trabajo

2-15C ¿En qué formas la energía puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado?

2-16C ¿Cuándo la energía que cruza las fronteras de un sistema cerrado es calor y cuándo es trabajo?

2-17C ¿Qué es un proceso adiabático? ¿Qué es un sistema adiabático?

2-18C Un gas se comprime en un dispositivo de cilindro-émbolo y como consecuencia aumenta su temperatura. ¿Es ésta una interacción de calor o de trabajo?

2-19C Una habitación se calienta mediante una plancha que se deja conectada. ¿Es ésta una interacción de calor o de trabajo? Considere como el sistema a la habitación completa, incluida la plancha.

2-20C Una habitación se calienta como resultado de la radiación solar que entra por las ventanas. ¿Es ésta una interacción de calor o de trabajo para la habitación?

2-21C Una habitación aislada se calienta encendiendo velas. ¿Se trata de una interacción de calor o de trabajo? Considere como el sistema a la habitación completa, incluidas las velas.

2-22C ¿Qué son las funciones puntuales y de trayectoria? Dé algunos ejemplos.

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono de CD-EES se resuelven por medio del EES y las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD adjunto. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES que acompaña a este texto.

2-23C ¿Cuál es la teoría del calórico? ¿Cuándo y por qué se abandonó?

Formas mecánicas de trabajo

2-24C Un automóvil se acelera desde el reposo hasta 85 km/h en 10 s. ¿Sería diferente la energía transferida al automóvil si acelerara a la misma velocidad en 5 s?

2-25C Una grúa toma 20 s para elevar un peso a una altura de 20 m, mientras otra toma 10 s. ¿Hay alguna diferencia en la cantidad de trabajo realizado sobre el peso por cada grúa?

2-26 Determine la energía requerida para acelerar un automóvil de 800 kg desde el reposo hasta 100 km/h sobre un camino plano. *Respuesta:* 309 kJ

2-27 Calcule la energía necesaria para acelerar de 10 a 60 km/h a un automóvil de 1 300 kg sobre un camino ascendente con una elevación vertical de 40 m.

2-28E Determine el momento de torsión aplicado al eje de un automóvil que transmite 450 hp y gira a una velocidad de 3 000 rpm.

2-29 Calcule el trabajo requerido para comprimir 20 cm un resorte lineal con una constante de 70 kN/m desde su posición de reposo.

2-30 El motor de un automóvil de 1 500 kg tiene una potencia nominal de 75 kW. ¿Cuánto tiempo se requiere para acelerar este automóvil desde el reposo hasta una velocidad de 100 km/h a máxima potencia sobre un camino plano? ¿Es real su respuesta?

2-31 Un ascensor para esquiadores tiene una longitud de 1 km en un solo sentido y una elevación vertical de 200 m. Las sillas están espaciadas a 20 m y en cada una pueden ir 3 personas. El ascensor funciona a una velocidad constante de 10 km/h. Ignorando la fricción y el arrastre del aire y suponiendo que la masa promedio de cada silla cargada es de 250 kg, determine la potencia necesaria para operar el ascensor. Estime también la potencia requerida para acelerarlo en 5 s hasta su velocidad de operación al momento en que se enciende.

2-32 Determine la potencia que requiere un automóvil de 2 000 kg para subir en 10 s una cuesta de 100 m de largo con una pendiente de 30° (respecto de la horizontal), *a*) a velocidad constante, *b*) desde el reposo hasta una velocidad final de 30 m/s y *c*) desde 35 m/s hasta una velocidad final de 5 m/s. Ignore la fricción, el arrastre del aire y la resistencia al rodamiento. *Respuestas: a*) 98.1 kW, *b*) 188 kW, *c*) −21.9 kW

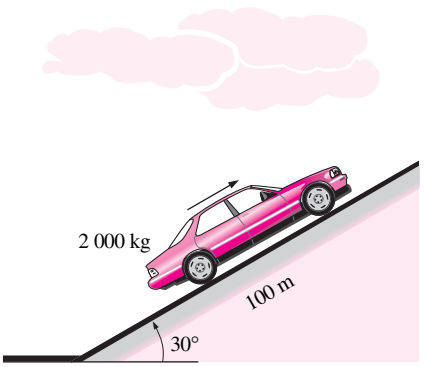


FIGURA P2-32

2-33 Un vehículo averiado que pesa 1 200 kg es remolcado por una grúa. Sin considerar la fricción, el arrastre del aire y la resistencia al rodamiento, determine la potencia extra requerida *a*) para velocidad constante sobre un camino plano, *b*) para una velocidad constante de 50 km/h sobre un camino ascendente con 30° respecto de la horizontal, y *c*) para acelerar desde el reposo hasta 90 km/h en 12 s sobre un camino plano. *Respuestas: a*) 0, *b*) 81.7 kW, *c*) 31.3 kW

Primera ley de la termodinámica

2-34C Para un ciclo, ¿el trabajo neto es necesariamente cero? ¿Para qué tipo de sistemas será éste el caso?

2-35C En un caluroso día de verano un estudiante enciende su ventilador al salir de su habitación en la mañana. Cuando regrese por la tarde, ¿la habitación estará más caliente o fría comparada con las habitaciones vecinas? ¿Por qué? Suponga que las puertas y ventanas se encuentran cerradas.

2-36C ¿Cuáles son los diferentes mecanismos de transferencia de energía hacia o desde un volumen de control?

2-37 Se calienta agua en un recipiente cerrado sobre una estufa mientras es agitado con una rueda de paletas. Durante el proceso, 30 kJ de calor se transfieren al agua y 5 kJ de calor se pierden en el aire circundante. El trabajo de la rueda de paletas equivale a 500 N · m. Determine la energía final del sistema si su energía inicial es de 10 kJ. *Respuesta:* 35.5 kJ

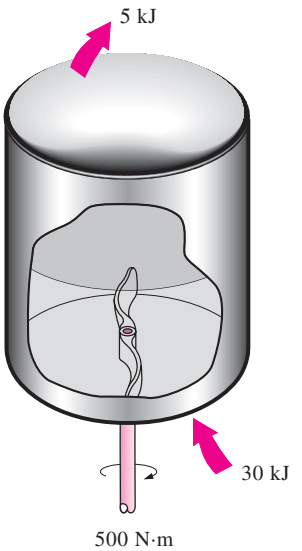


FIGURA P2-37

2-38E Un dispositivo vertical que consta de cilindro-émbolo contiene agua y se calienta sobre una estufa. Durante el proceso, 65 Btu de calor se transfieren al agua, mientras que las

pérdidas a través de las paredes equivalen a 8 Btu. El émbolo se eleva como resultado de la evaporación, y el vapor realiza 5 Btu de trabajo. Determine el cambio en la energía del agua para este proceso. *Respuesta:* 52 Btu

2-39 En un salón de clases que normalmente aloja a 40 personas se instalarán unidades de aire acondicionado con capacidad de enfriamiento de 5 kW. Se puede suponer que una persona en reposo disipa calor a una tasa de alrededor de 360 kJ/h. Además, hay 10 focos en el aula, cada uno de 100 W, y se estima que la tasa de transferencia de calor hacia el aula a través de las paredes es de 15 000 kJ/h. Si el aire en el aula se debe mantener a una temperatura constante de 21°C, determine el número de unidades de aire acondicionado requeridas. *Respuesta:* 2 unidades

2-40 En una instalación industrial se utilizan 700 lámparas fluorescentes de 40 W para satisfacer los requerimientos de iluminación. Las lámparas se encuentran cerca del final de su periodo de servicio y serán reemplazadas por otras de alta eficiencia de 34 W que operan con los balastros estándar existentes. Las lámparas fluorescentes estándar y las de alta eficiencia se pueden comprar a $1.77 y $2.26 cada una, respectivamente. La instalación opera 2 800 horas al año y todas las lámparas se mantienen encendidas durante las horas de uso. Si el costo unitario de la electricidad es de $0.08/kWh y el factor del balastro es de 1.1 (es decir, consume 10 por ciento de la potencia nominal de las lámparas), determine cuánta energía y dinero se ahorrará por año como resultado de cambiar a las lámparas de alta eficiencia. Asimismo, determine el periodo de retorno simple.

2-41 Las necesidades de iluminación de un almacén se satisfacen con 6 conjuntos de luz fluorescente que constan cada uno con 4 lámparas de 60 W de potencia nominal cada una. Todas las lámparas están encendidas durante las horas de operación (de 6 a.m. a 6 p.m., 365 días al año). El almacén se usa realmente durante un promedio de tres horas por día. Si el precio de la electricidad es de $0.08/kWh, determine la cantidad de energía y dinero que se ahorraría si se instalan sensores de movimiento. Además, determine el plazo de retorno simple si el precio de compra del sensor es $32 y si toma una hora hacer la instalación a un costo de $40.

2-42 Un campus universitario tiene 200 salones de clase y 400 cubículos para profesores. Los salones están equipados con 12 tubos fluorescentes, cada uno con un consumo de 110 W, incluyendo la electricidad consumida por los balastros. En promedio, los cubículos disponen de la mitad del total de tubos. El campus está abierto 240 días por año y los salones de clase y los cubículos no están ocupados en promedio 4 horas por día, pero las luces se mantienen encendidas. Si el costo unitario de electricidad es de $0.082/kWh, determine cuánto se ahorraría si las luces en salones y cubículos se apagaran mientras no están ocupados.

2-43 Una habitación está a la temperatura ambiente exterior de 20°C y contiene un foco de 100 W, un aparato de TV de 110 W, un refrigerador de 200 W y una plancha de 1 000 W. Si se supone que no hay transferencia de calor a través de las paredes, determine la tasa de incremento del contenido de energía de la habitación cuando todos los dispositivos eléctricos están encendidos.

2-44 Un ventilador se utiliza para acelerar aire en calma a una velocidad de 10 m/s a razón de 4 m^3/s. Determine la potencia mínima que se debe suministrar al ventilador. Tome la densidad del aire como 1.18 kg/m^3. *Respuesta:* 236 W

2-45E Considere un ventilador localizado en un ducto cuadrado de 3 × 3 pies. Se miden las velocidades en distintos puntos de la salida y se determina la velocidad de flujo promedio en 22 pies/s. Si se toma la densidad del aire como 0.075 lbm/pie^3, calcule el consumo mínimo de potencia eléctrica del motor del ventilador.

2-46 Una bomba de agua que consume 2 kW de potencia eléctrica cuando trabaja, toma agua de un lago y la bombea a razón de 50 L/s hasta una alberca cuya superficie libre está 30 m arriba de la del lago. Determine si la afirmación es razonable.

2-47 La fuerza impulsora para el flujo de fluido es la diferencia de presión, y una bomba opera elevando la presión de un fluido al convertir el trabajo de flecha mecánico en energía de flujo. Una bomba de gasolina consume 5.2 kW de potencia eléctrica cuando trabaja; si la diferencia de presión entre la salida y la entrada de la bomba es de 5 kPa y los cambios de velocidad y elevación son insignificantes, determine el caudal máximo posible de gasolina.

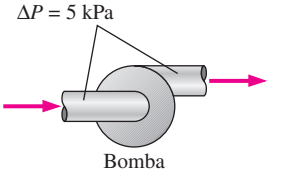


FIGURA P2-47

2-48 Un sistema de calentamiento central usa un ventilador de 60 W para hacer circular aire a través de ductos. El análisis muestra que el ventilador necesita elevar la presión del aire en 50 Pa para mantener el flujo. El dispositivo se localiza en una sección de flujo horizontal cuyo diámetro es de 30 cm tanto en la entrada como en la salida. Determine la velocidad de flujo promedio más alta posible en el ducto.

2-49E En condiciones de invierno, se proyecta que una casa pierda calor a una tasa de 60 000 Btu/h. La ganancia de calor interno de las personas, luces y aparatos se estima en 6 000 Btu/h. Si la casa se calentará mediante dispositivos eléctricos, determine la cantidad requerida de potencia de éstos en kW para mantener la casa a temperatura constante.

2-50 Una escalera mecánica en un centro comercial está diseñada para trasladar 30 personas de 75 kg cada una a una velocidad constante de 0.8 m/s, con una pendiente de 45°. Calcule la entrada de potencia mínima requerida para mover la escalera. ¿Cuál sería la respuesta si se duplica la velocidad de la escalera?

2-51 Inicialmente, un automóvil de 1 400 kg corre a una velocidad constante de 70 km/h, pero después acelera a 110 km/h en 5 s y comienza a rebasar a otro automóvil. Determine la potencia adicional requerida para lograr esta aceleración. ¿Cuál sería su respuesta si la masa total del automóvil fuera sólo de 700 kg? *Respuestas:* 77.8 kW, 38.9 kW

Eficiencias de conversión de energía

2-52C ¿Qué es la eficiencia mecánica? ¿Qué significa una eficiencia mecánica de 100 por ciento para una turbina hidráulica?

2-53C ¿Cómo se define la eficiencia bomba-motor, en un dispositivo que combina a ambos? ¿Puede ser mayor la eficiencia combinada bomba-motor que las eficiencias de la bomba o del motor?

2-54C Defina la eficiencia de turbina, la eficiencia de generador y la eficiencia combinada turbina-generador.

2-55C ¿Puede ser mayor la eficiencia combinada turbina-generador que la eficiencia de turbina o de generador? Explique su respuesta.

2-56 Se tiene un quemador eléctrico abierto que cuenta con una campana de 3 kW, en una zona donde el costo unitario de electricidad y gas natural son \$0.07/kWh y \$1.20/unidad térmica, respectivamente. La eficiencia de los quemadores abiertos puede tomarse como 73 por ciento para los eléctricos y como 38 por ciento para los de gas. Determine la tasa de consumo de energía y el costo unitario de la energía utilizada para ambos tipos de quemadores.

2-57 Un motor de 75 hp (trabajo de flecha) que tiene una eficiencia de 91.0 por ciento se sustituye por otro de 75 hp de alto desempeño cuya eficiencia es de 95.4 por ciento. Determine la reducción en la ganancia térmica del cuarto debida a la mayor eficiencia en condiciones de plena carga.

2-58 Un automóvil eléctrico de 90 hp funciona mediante un motor eléctrico montado en un compartimiento. Si el motor tiene una eficiencia promedio de 91 por ciento, determine la tasa de suministro de calor del motor al compartimiento a plena carga.

2-59 Un motor de 75 hp (trabajo de flecha) que tiene una eficiencia de 91.0 por ciento se reemplaza por otro de alto rendimiento con una eficiencia de 95.4 por ciento, el cual trabaja 4 368 horas al año a un factor de carga de 0.75. Si el costo de la electricidad es de \$0.08/kWh, determine el ahorro de energía y de dinero por haber instalado el motor de alto rendimiento en lugar del estándar. Además, determine el periodo de recuperación simple si los precios de compra de los motores estándar y de alto rendimiento son \$5 449 y \$5 520, respectivamente.

2-60E Los requerimientos de vapor de una instalación manufacturera se satisfacen mediante una caldera cuya tasa de entrada de calor es de 3.6×10^6 Btu/h. La eficiencia de combustión de la caldera se determina como 0.7 mediante un analizador manual de gases de escape, pero después de ajustarla, la eficiencia aumenta a 0.8. La caldera opera 1 500 horas al año de manera intermitente. Si se considera que el costo unitario de la energía es de $\$4.35/10^6$ Btu, determine la energía anual y el ahorro en el costo como resultado del ajuste de la caldera.

2-61E Retome el problema 2-60E. Con el software EES (u otro) estudie los efectos del costo unitario de energía y la eficiencia de combustión sobre la energía utilizada anualmente, así como los ahorros. Suponga que la eficiencia varía de 0.6 a 0.9 y que el costo unitario varía de \$4 a \$6 por millón de Btu. Grafique la energía anual usada y los ahorros en función de la eficiencia, para costos unitarios de \$4, \$5 y \$6 por millón de Btu, y analice los resultados

2-62 Una sala de ejercicio tiene 8 máquinas sin motor para levantamiento de pesas y 4 caminadoras equipadas cada una con un motor de 2.5 hp (salida de flecha). Los motores operan a un factor de carga promedio de 0.7 y una eficiencia de 0.77. Durante las horas pico, los 12 aparatos se usan de manera continua, mientras dos personas realizan ejercicios ligeros en espera de su turno para usar alguna pieza del equipo. Si se supone que la tasa promedio de disipación de calor de las personas en una sala de ejercicio es de 525 W, determine la rapidez de ganancia de calor de la sala proveniente de la gente y el equipo en condiciones de carga máxima.

2-63 Se tienen un salón de clase para 55 estudiantes y un profesor, en el que cada persona genera calor a una tasa de 100 W. El aula está iluminada por 18 lámparas fluorescentes de 40 W cada una, y los balastros consumen 10 por ciento adicional. Determine la tasa de generación interna de calor en el salón cuando todos los lugares están ocupados.

2-64 Una habitación se enfría al hacer circular agua fría por un intercambiador de calor. Además, el aire se hace circular por el intercambiador de calor mediante un ventilador de 0.25 hp (trabajo de flecha). La eficiencia característica de los motores eléctricos pequeños utilizados para mover equipo de 0.25 hp es de 54 por ciento. Determine la tasa de suministro de calor del conjunto ventilador-motor para la habitación.

2-65 Se generará potencia eléctrica con la instalación de un conjunto de turbina hidráulica-generador en un sitio ubicado a 70 m por debajo de la superficie libre de un gran yacimiento de agua, el cual suministra permanentemente agua a una tasa de 1 500 kg/s. Si la salida de potencia mecánica de la turbina es de 800 kW y la generación de potencia eléctrica es de 750 kW, determine las eficiencias de la turbina y del conjunto turbina-generador. Ignore las pérdidas en las tuberías.

2-66 En cierto lugar el viento sopla de forma constante a 12 m/s. Determine la energía mecánica del aire por unidad de masa y la posible generación de potencia de una turbina eólica con aspas de 50 m de diámetro. Asimismo, determine la generación de potencia eléctrica real suponiendo una eficiencia global de 30 por ciento. Tome la densidad del aire como 1.25 kg/m^3.

2-67 Retome el problema 2-66. Utilice el software EES (u otro) para investigar el efecto de la velocidad del viento y el diámetro de las aspas sobre la generación de potencia eólica. Suponga que, con incrementos de 5 m/s, la velocidad varía de 5 a 20 m/s, mientras que el diámetro lo hace de 20 a 80 m con incrementos de 20 m. Tabule estos resultados y analice su significado.

2-68 Una turbina eólica gira a 15 rpm bajo la influencia de vientos estables que fluyen por la turbina a una tasa de 42 000 kg/s. La medición de la velocidad en el extremo del aspa de la turbina da 250 km/h. Si la turbina produce 180 kW de potencia, determine *a*) la velocidad promedio del aire y *b*) la eficiencia de conversión de la turbina. Tome la densidad del aire como 1.31 kg/m^3.

2-69 Se bombea agua de un lago hacia un gran recipiente de almacenamiento situado 20 m arriba, a una tasa de 70 L/s con un consumo de potencia eléctrica de 20.4 kW. Sin considerar las pérdidas por fricción en las tuberías ni los cambios de energía cinética, determine *a*) la eficiencia global de la unidad bomba-motor y *b*) la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la bomba.

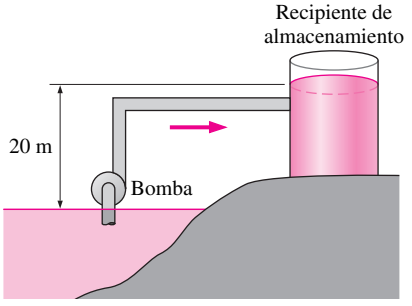


FIGURA P2-69

2-70 Se emplea una bomba geotérmica para bombear salmuera cuya densidad es de 1 050 kg/m^3 a una tasa de 0.3 m^3/s desde una profundidad de 200 m. Si la eficiencia de la bomba es de 74 por ciento, determine la entrada de potencia que ésta requiere. Ignore las perdidas por fricción en las tuberías y suponga que el agua geotérmica a profundidad de 200 m está expuesta a la atmósfera.

2-71 Se tiene un motor eléctrico con una salida de potencia de flecha de 20 kW y una eficiencia de 88 por ciento. Determine la tasa a la que el motor disipa calor hacia la habitación donde se halla, cuando trabaja a plena carga. En invierno, esta habitación es calentada con un dispositivo eléctrico de 2 kW, determine si es necesario encenderlo cuando el motor funciona a plena carga.

2-72 Hay grandes turbinas eólicas con diámetros de aspa de más de 100 m usadas para generar energía eléctrica. Considere una turbina eólica con un diámetro de aspa de 100 m instalada en un lugar en que soplan permanentemente vientos a 8 m/s. Si se toma la eficiencia global de la turbina como 32 por ciento y la densidad del aire como 1.25 kg/m^3, determine la potencia eléctrica que genera esta turbina. Asimismo, suponiendo vientos constantes de 8 m/s durante un periodo de 24 h, determine tanto la cantidad de electricidad como el ingreso generados por día para un precio unitario de $0.06/kWh de electricidad.

2-73E Una bomba de agua ~~provee~~ 3 hp de potencia de flecha cuando está en operación. Si la presión diferencial entre la salida y la entrada de la bomba es de 1.2 psi cuando el flujo es 8 pies^3/s y los cambios de velocidad y elevación son insignificantes, determine la eficiencia mecánica de esta bomba.

2-74 Se bombea agua de un embalse inferior a otro superior mediante una bomba que ~~provee~~ 20 kW de potencia de flecha. La superficie libre del embalse superior está 45 más arriba respecto a la del inferior. Si el caudal medido de agua es de 0.03 m^3/s, determine la potencia mecánica que se convierte en energía térmica durante este proceso debido a efectos de fricción.

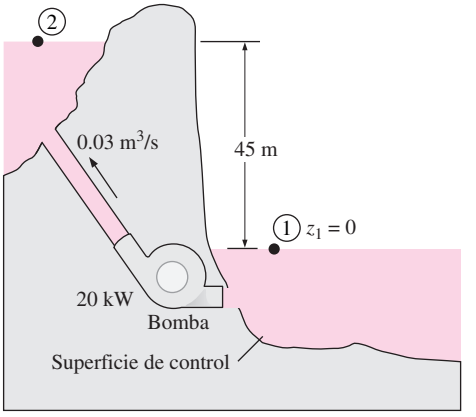


FIGURA P2-74

2-75 Una bomba de 7 hp (flecha) se usa para subir agua hasta una altura de 15 m. Si la eficiencia mecánica de la bomba es de 82 por ciento, determine el caudal máximo de agua.

2-76 Una turbina hidráulica tiene 85 m de diferencia de elevación disponible a un flujo de 0.25 m^3/s, y su eficiencia global de turbina-generador es de 91 por ciento. Determine la salida de potencia eléctrica de esta turbina.

2-77 Una bomba de aceite extrae 35 kW de potencia eléctrica mientras bombea aceite con ρ = 860 kg/m^3 a una tasa de 0.1 m^3/s. Los diámetros de entrada y salida de la tubería son 8 cm y 12 cm, respectivamente. Si el aumento de presión en la bomba se determina como 400 kPa y la eficiencia del motor es de 90 por ciento, determine la eficiencia mecánica de la bomba.

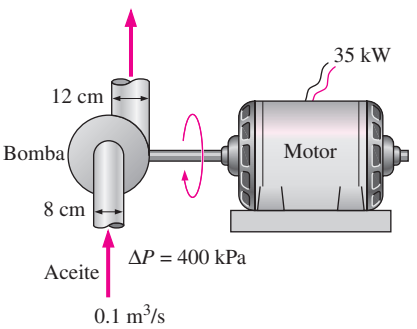


FIGURA P2-77

2-78E Una bomba con 73 por ciento de eficiencia y una entrada de potencia de 12 hp bombea agua de un lago por una tubería de diámetro constante hacia un estanque cercano a una tasa de 1.2 pies^3/s. La superficie libre del estanque está 35 pies arriba del lago. Determine la potencia mecánica empleada para vencer los efectos de fricción en la tubería. *Respuesta:* 4.0 hp

Energía y ambiente

2-79C ¿Cómo afecta al ambiente la conversión de energía? ¿Cuáles son los principales productos químicos que contaminan el aire? ¿Cuál es la principal fuente de estos contaminantes?

2-80C ¿Qué es el smog? ¿De qué está constituido? ¿Cómo se forma el ozono que se halla a nivel del suelo? ¿Cuáles son los efectos adversos de este ozono para la salud humana?

2-81C ¿Qué es la lluvia ácida? ¿Por qué se llama "lluvia"? ¿Cómo se forman los ácidos en la atmósfera? ¿Cuáles son los efectos adversos de la lluvia ácida en el ambiente?

2-82C ¿Qué es el efecto invernadero? ¿Cómo el exceso de gas CO_2 en la atmósfera causa el efecto invernadero? ¿Cuáles son las posibles consecuencias de largo plazo ocasionadas por el efecto invernadero? ¿Cómo se puede combatir este problema?

2-83C ¿Por qué el monóxido de carbono es un contaminante peligroso del aire? ¿Cómo afecta a la salud humana a bajas y altas concentraciones?

2-84E Un Ford Taurus que recorre 15 000 millas al año usará 715 galones de gasolina, mientras que una Ford Explorer usaría 940. Cerca de 19.7 lbm de CO_2, que causan calentamiento global, se liberan a la atmósfera cuando se quema un galón de gasolina. Determine la cantidad extra de producción de CO_2 atribuible a una persona durante un periodo de 5 años si cambia su Taurus por una Explorer.

2-85 Cuando se quema un combustible derivado de un hidrocarburo, casi todo el carbono que contiene se quema por completo para formar CO_2 (dióxido de carbono), el principal gas causante del efecto invernadero y por lo tanto del cambio climático global. En promedio, se producen 0.59 kg de CO_2 por cada kWh de electricidad generada por una central de energía que quema gas natural. Un nuevo refrigerador doméstico usa cerca de 700 kWh de electricidad por año. Determine la cantidad de producción de CO_2 debida a los refrigeradores en una ciudad con 200 000 hogares.

2-86 Repita el problema 2-85 suponiendo ahora que la electricidad la produce una central de energía que quema carbón. La producción promedio de CO_2 en este caso es 1.1 kg por kWh.

2-87E Considere un hogar que utiliza 11 000 kWh de electricidad por año y 1 500 galones de combustible para calefacción durante la temporada invernal. La cantidad promedio de CO_2 producido es de 26.4 lbm/galón de combustible y 1.54 lbm/kWh de electricidad. Si este hogar reduce su uso de combustible y electricidad en 15 por ciento como resultado de la ejecución de algunas medidas de conservación de energía, determine la reducción anual en la cantidad de emisiones de CO_2 de ese hogar.

2-88 Un automóvil que recorre 12 000 millas al año emite a la atmósfera cerca de 11 kg por año de NO_x (óxidos de nitrógeno), causantes de smog en las principales zonas pobladas. El gas natural quemado en el horno emite aproximadamente 4.3 gramos de NO_x por unidad térmica, y las plantas de energía eléctrica emiten cerca de 7.1 gramos de NO_x por kWh de electricidad producida. Considere un hogar que tiene dos automóviles y consume 9 000 kWh y 1 200 unidades térmicas de gas natural. Determine la cantidad de emisiones de NO_x por año atribuibles a este hogar.

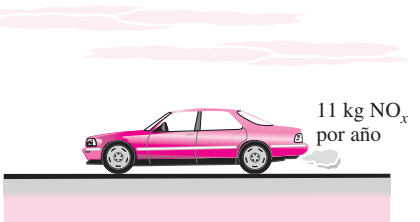


FIGURA P2-88

Tema especial: mecanismos de transferencia de calor

2-89C ¿Cuáles son los mecanismos de transferencia de calor?

2-90C ¿Parte de la energía del Sol llega a la Tierra por conducción o convección?

2-91C ¿Cuál es mejor conductor del calor, el diamante o la plata?

2-92C ¿Cómo difiere la convección forzada de la natural?

2-93C Defina emisividad y absorbencia. ¿Cuál es la ley de Kirchhoff de la radiación?

2-94C ¿Qué es un cuerpo negro? ¿Cómo se diferencian los cuerpos reales de un cuerpo negro?

2-95 Las superficies interna y externa de una pared de ladrillo de 5 × 6 m con un espesor de 30 cm y una conductividad térmica de 0.69 W/m · °C se mantienen a temperaturas de 20°C y 5°C, respectivamente. Determine la tasa de transferencia de calor por la pared, en W.

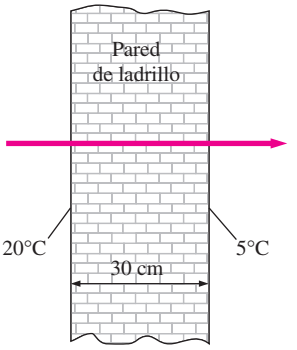


FIGURA P2-95

2-96 Las superficies interior y exterior del vidrio de una ventana que mide 2 × 2 m y 0.5 cm de espesor, tienen en invierno una temperatura de 10°C y 3°C, respectivamente. Si la conductividad térmica del vidrio es de 0.78 W/m · °C, determine la cantidad de pérdida de calor, en kJ, a través del vidrio en un periodo de 5 h. ¿Cuál sería su respuesta si el espesor fuera de 1 cm?

2-97 Retome el problema 2-96 y mediante el software EES (u otro) investigue el efecto que el espesor del vidrio tiene sobre la pérdida de calor para las temperaturas especificadas de la superficie del vidrio. Suponga que el espesor varía de 0.2 a 2 cm. Grafique la pérdida de calor en función del espesor del vidrio y analice los resultados.

2-98 Una cacerola de aluminio cuya conductividad térmica es de 237 W/m · °C tiene un fondo plano con diámetro de 20 cm y espesor de 0.4 cm. Se transfiere calor a través del fondo a una tasa de 500 W en régimen permanente para hervir agua en la cacerola. Si la superficie interna del fondo de la cacerola está a 105°C, determine la temperatura de la externa.

2-99 Para procesos de transferencia de calor, un hombre de pie puede representar el modelo de un cilindro vertical de 30 cm de diámetro y 170 cm de largo, con las superficies superior e inferior aisladas y la lateral a una temperatura promedio de 34°C. Para un coeficiente de transferencia de calor por convección de 15 W/m^2 · °C, determine la tasa de pérdida de calor de este hombre por convección en un ambiente a 20°C.
Respuesta: 336 W

2-100 Una esfera de 5 cm de diámetro cuya superficie se mantiene a una temperatura de 70°C es suspendida en medio de una habitación a 20°C. Si el coeficiente de transferencia de calor es 15 W/m^2 · C y la emisividad de la superficie es de 0.8, determine la tasa total de transferencia de calor desde la bola.

2-101 Retome el problema 2-100 y con el uso del software EES (u otro) investigue el efecto del coeficiente de transferencia de calor por convección y la emisividad superficial en la tasa de transferencia de calor desde la bola. Suponga que el coeficiente de transferencia de calor varía de 5 a 30 W/m^2 · °C. Grafique la tasa de transferencia de calor en función del coeficiente de transferencia de calor por convección para las emisividades superficiales de 0.1, 0.5, 0.8 y 1. Analice los resultados.

2-102 Sobre una superficie plana de 2 × 4 m a 30°C incide aire caliente a 80°C. Si el coeficiente de transferencia de calor por convección es de 55 W/m^2 · °C, determine la tasa de transferencia de calor del aire hacia la placa, en kW.

2-103 Una plancha de 1 000 W se deja sobre la tabla de planchar con su base expuesta al aire, la cual se halla a 20°C. El coeficiente de transferencia de calor por convección entre la superficie de la base y el aire circundante es de 35 W/m^2 · °C. Si la base tiene una emisividad de 0.6 y un área superficial de 0.02 m^2, determine la temperatura de la base de la plancha.

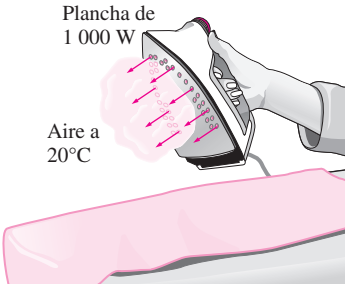


FIGURA P2-103

2-104 Una delgada placa metálica se aísla en la parte posterior y se expone a la radiación solar en la superficie frontal. La superficie expuesta de la placa tiene una absorbencia de 0.6 para radiación solar, si ésta incide sobre la placa a una tasa de 700 W/m^2 y la temperatura del aire circundante es de

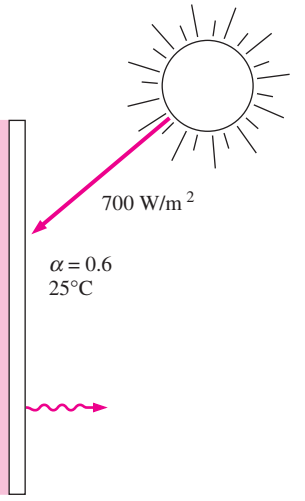


FIGURA P2-104

25°C, determine la temperatura superficial de la placa cuando la pérdida de calor por convección es igual a la energía solar que absorbe. Suponga que el coeficiente de transferencia de calor por convección es de 50 W/m^2 · °C y descarte la pérdida de calor por radiación.

2-105 Retome el problema 2-104 y con el software EES (u otro) investigue el efecto del coeficiente de transferencia de calor por convección sobre la temperatura superficial de la placa. Suponga que el coeficiente varía entre 10 y 90 W/m^2 · °C y grafique la temperatura superficial en función de éste. Analice los resultados.

2-106 Una tubería de agua caliente de 5 cm de diámetro externo y 10 m de largo pierde calor hacia el aire circundante a 5°C por convección natural con un coeficiente de transferencia de calor de 25 W/m^2 · °C. Determine la tasa de pérdida de calor por convección natural, en kW.

2-107 La superficie externa de una nave espacial tiene una emisividad de 0.8 y una absorbencia de 0.3 para radiación solar. Si ésta incide sobre la nave a una tasa de 1 000 W/m^2, determine la temperatura superficial de la nave cuando la radiación emitida es igual a la energía solar absorbida.

2-108 Retome el problema 2-107 y utilice el software EES (u otro) para investigar el efecto de la emisividad superficial y la absorbencia de la nave espacial en la temperatura superficial de equilibrio. Grafique la temperatura en función de la emisividad para absorbencias solares de 0.1, 0.5, 0.8 y 1. Analice los resultados.

2-109 Un recipiente esférico hueco de hierro con un diámetro externo de 20 cm y espesor de 0.4 cm se llena con agua helada a 0°C. Si la superficie externa tiene una temperatura de 5°C, determine la tasa aproximada de pérdida de calor desde la esfera y la tasa a la cual se funde el hielo dentro del recipiente.

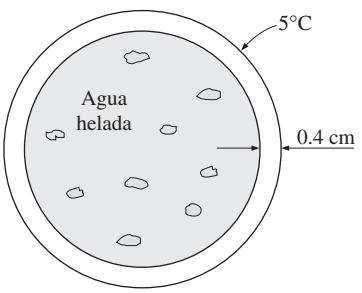


FIGURA P2-109

2-110 Se tiene una ventana con doble vidrio, ambos, interno y externo, miden 2 × 2 m y están a 18°C y 6°C, respectivamente. Si el espacio entre los dos vidrios está lleno de aire, determine la tasa de transferencia de calor por la ventana, en kW.

2-111 Dos superficies de una placa de 2 cm de espesor se mantienen a 0°C y 100°C, respectivamente. Si se determina que el calor se transfiere por la placa a una tasa de 500 W/m^2, calcule su conductividad térmica.

Problemas de repaso

2-112 Considere un elevador vertical cuya cabina tiene una masa total de 800 kg con carga total y 150 kg cuando está vacía. El peso de la cabina del elevador se equilibra parcialmente mediante un contrapeso de 400 kg que se conecta a la parte superior de la cabina mediante cables que pasan por una polea localizada arriba del pozo del elevador. Sin considerar el peso de los cables y suponiendo que no hay fricción en los rieles de las guías y las poleas, determine *a*) la potencia requerida mientras la cabina con carga completa sube a una velocidad constante de 1.2 m/s y *b*) la potencia requerida mientras la cabina vacía desciende a una velocidad constante de 1.2 m/s.

Cuál sería su respuesta para *a*) si no se usara ningún contrapeso? ¿Cuál sería su respuesta para *b*) si se desarrollara una fuerza de fricción de 800 N entre la cabina y los rieles guía?

2-113 El propietario de una casa desea reemplazar su viejo horno de gas natural de hace 25 años cuya eficiencia es de 55 por ciento. El propietario está analizando entre dos hornos: uno común con una eficiencia de 82 por ciento y que cuesta $1 600, y otro de alto rendimiento que tiene una eficiencia de 95 por ciento y cuesta $2 700. El propietario desearía comprar el horno de alto rendimiento si los ahorros por uso de gas natural retribuyen el costo adicional en menos de 8 años. Si en la actualidad el propietario paga $1 200 al año por calefacción, determine si debe comprar el modelo común o el de alto rendimiento.

2-114 La energía eólica se ha usado desde el año 4 000 a.C. para mover veleros, triturar granos, bombear agua a granjas y, en tiempos más recientes, generar electricidad. Sólo en Estados Unidos desde 1850 se han usado más de 6 millones de molinos de viento pequeños, la mayor parte de ellos con menos de 5 hp, para bombear agua. Desde 1900 se han utilizado estos molinos para generar electricidad, pero sólo recientemente se desarrollaron modernas turbinas eólicas en respuesta a las crisis energéticas de principios de la década de los setenta. El costo de la energía eólica ha disminuido diez veces de $0.50/kWh a principios de la década de los ochenta, hasta $0.05/kWh a mediados de la década de los noventa, que es casi el precio de la electricidad generada por las centrales de energía alimentadas con carbón. Las zonas con una velocidad de viento promedio de 6 m/s (o 14 mph) son sitios potenciales para generar económicamente energía eólica. Dos tipos de turbinas eólicas comerciales producen 100 kW y 3.2 MW de energía eléctrica en máximas condiciones de operación permitidas por su diseño. El diámetro del aspa (o rotor) de la de 3.2 MW fabricada por Boeing Engineering es de 320 pies (97.5 m), y su velocidad de rotación en los rotores es generalmente menor a 40 rpm (menos de 20 rpm para turbinas grandes). Altamont Pass en California es la granja eólica más grande del mundo con 15 000 modernas turbinas de viento. Esta granja y otras dos en California produjeron 2.8 miles de millones de kWh de electricidad en 1991, suficiente potencia para satisfacer las necesidades de electricidad de San Francisco.

FIGURA P2-114

© Vol. 57/PhotoDisc

En 2003 se instalaron a nivel mundial el equivalente a 8 133 MW de nueva capacidad para generar energía eólica, lo cual aportó mundialmente una capacidad total de 39 294 MW. Estados Unidos, Alemania, Dinamarca y España poseen más de 75 por ciento de la capacidad de generación de energía eólica actual a nivel mundial. Dinamarca, por ejemplo, utiliza turbinas de viento para suministrar 10 por ciento de la electricidad que consume ese país.

Muchas turbinas de viento que operan en la actualidad tienen sólo dos aspas, esto es porque a velocidades de extremo de entre 100 y 200 mph la eficiencia de la turbina de dos aspas se aproxima al máximo teórico, y el incremento en la eficiencia al añadir una tercera o cuarta aspa es tan poco que no se justifica el costo y peso adicionales.

Considere una turbina eólica con un rotor de 80 m de diámetro que gira a 20 rpm bajo vientos estables a una velocidad promedio de 30 km/h. Si se supone que la turbina tiene una eficiencia de 35 por ciento (es decir, convierte 35 por ciento de la energía cinética del viento en electricidad), determine *a*) la potencia producida, en kW; *b*) la velocidad en la punta del aspa, en km/h, y *c*) el ingreso que genera la turbina por año si la potencia eléctrica producida se vende al servicio público en \$0.06/kWh. Tome la densidad del aire como 1.20 kg/m^3.

2-115 Repita el problema 2-114 para una velocidad promedio del viento de 25 km/h.

2-116E El contenido de energía, los costos unitarios y las eficiencias de conversión características de varias fuentes de energía usadas en calentadores de agua, son: 1 025 Btu/pie^3, \$0.012/pie^3 y 55 por ciento para gas natural; 138 700 Btu/gal, \$1.15/gal y 55 por ciento para calentadores de petróleo; 1 kWh/kWh, \$0.048/kWh y 90 por ciento para calentadores eléctricos, respectivamente. Determine la fuente de energía de menor costo para calentadores de agua.

2-117 Un propietario está analizando la adquisición de alguno de estos sistemas de calefacción para su casa: calentamiento mediante resistencia eléctrica con \$0.09/kWh y 1 kWh = 3 600 kJ, calentamiento a base de gas con \$1.24/unidad térmica y 1 unidad térmica = 105 500 kJ, y calentamiento a base de petróleo con \$1.25/gal y 1 gal de petróleo = 138 500 kJ. Suponiendo eficiencias de 100 por ciento para el horno eléctrico y de 87 por ciento para los de gas y petróleo, determine el sistema de calefacción con el costo mínimo de energía.

2-118 Un hogar representativo paga casi \$1 200 al año por facturas de energía, y el Departamento de Energía de Estados Unidos estima que 46 por ciento de esta energía se usa para calefacción o enfriamiento: 15 por ciento para calentar agua, 15 para refrigerar y congelar y 24 para iluminación, cocinar y uso de otros aparatos. Los costos de calefacción y enfriamiento de una casa mal aislada se pueden reducir hasta 30 por ciento si se colocan materiales aislantes adecuados. Si el costo del aislamiento es de \$200, determine cuánto tiempo toma recuperar la inversión como resultado del ahorro de energía.

2-119 El Departamento de Energía de Estados Unidos estima que se puede ahorrar hasta 10 por ciento de la energía usada en una casa si se tapan las rendijas de puertas y ventanas para reducir las fugas de aire, lo que tendría un costo de cerca de \$50 para materiales en una casa promedio con 12 ventanas y dos puertas. Si se aísla de manera adecuada cada casa calentada con gas, sería posible ahorrar suficiente energía para calentar 4 millones de casas. Los ahorros se incrementan si se instalan ventanas para tormenta. Determine en cuánto tiempo se recupera el costo de los materiales de aislamiento del ahorro de energía obtenido por usarlos para una casa cuyo uso de energía anual es de \$1 100.

2-120 El Departamento de Energía de Estados Unidos estima que se ahorrarían 570 000 barriles de petróleo por día si cada hogar estadounidense consiguiera fijar la posición del termostato durante el invierno en 6°F (3.3°C). Si se supone que la temporada de uso de calefacción en promedio dura 180 días y que el costo del petróleo es de \$40/barril, determine cuánto dinero se ahorraría por año.

2-121 Un aparato de televisión consume 120 W de energía eléctrica cuando se mantiene encendido durante un promedio de 6 horas por día. Para un costo unitario de electricidad de 8 centavos por kWh, determine el costo de electricidad que este aparato consume por mes (30 días).

2-122 La bomba de un sistema de distribución de agua se acciona mediante un motor eléctrico de 15 kW cuya eficiencia

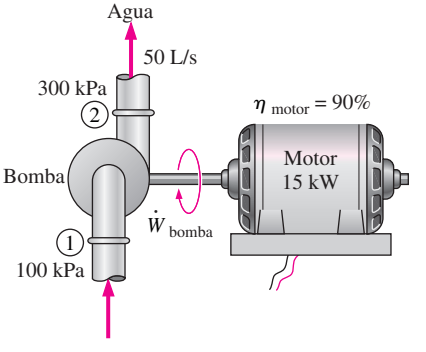


FIGURA P2-122

es de 90 por ciento. El caudal de agua a través de la bomba es de 50 L/s. Los diámetros de las tuberías de entrada y salida son iguales y la diferencia de altura en la bomba es insignificante. Si las presiones en la entrada y la salida son 100 kPa y 300 kPa (absoluta), respectivamente, determine la eficiencia mecánica de la bomba. *Respuesta:* 74.1 por ciento

2-123 En una planta hidroeléctrica, 100 m^3/s de agua fluyen desde una altura de 120 m a una turbina en la que se genera potencia eléctrica. La eficiencia global del conjunto turbina-generador es de 80 por ciento. Sin considerar las pérdidas por fricción en la tubería, estime la salida de potencia eléctrica de esta planta. *Respuesta:* 94.2 MW

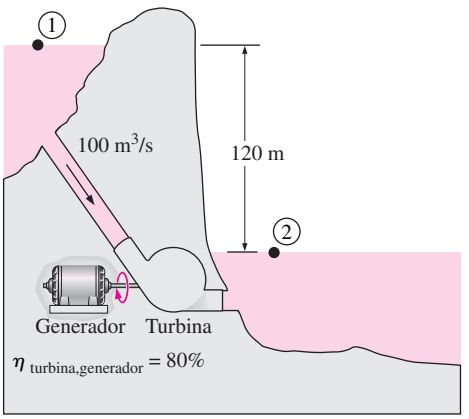


FIGURA P2-123

2-124 La demanda de energía eléctrica es normalmente mucho mayor en el día que en la noche, y las compañías de luz suelen vender la energía que se utiliza por las noches a precios mucho menores para alentar a los consumidores a usar la capacidad de generación de energía disponible y evitar construir nuevas y costosas plantas que sólo se usarían poco tiempo durante periodos pico. Las compañías también están dispuestas a comprar a particulares, a un precio alto, la energía producida por éstos durante el día.

Suponga que una compañía de luz vende energía eléctrica a \$0.03/kWh en la noche y está dispuesta a pagar \$0.08/kWh por la producida durante el día. Para aprovechar esta oportunidad, un empresario está considerando construir un gran depósito 40 m arriba del nivel del lago, bombear agua del lago al depósito en la noche usando energía barata y dejar que el agua fluya del depósito al lago durante el día produciendo energía, ya que una bomba-motor opera como turbina-generador cuando se invierte el flujo. En el análisis preliminar se observa que se puede usar un caudal de agua de 2 m^3/s en cualquier dirección. Se espera que las eficiencias combinadas bomba-motor y turbina-generador sean de 75 por ciento cada una. Sin considerar las pérdidas por fricción en la tubería y suponiendo que el sistema opera durante 10 h para el modo de bomba y 10 para el modo de turbina durante un día ordinario, determine el posible ingreso que genera este sistema por año.

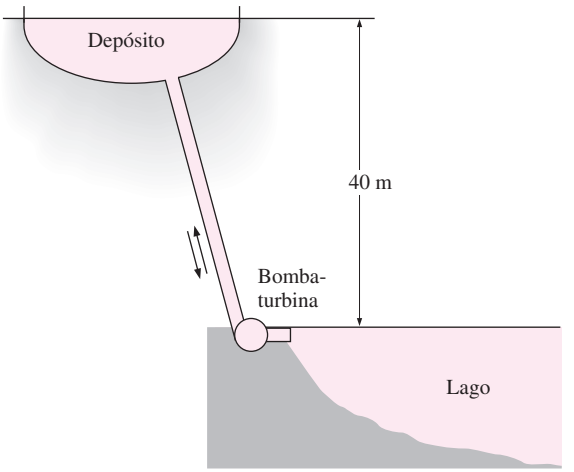


FIGURA P2-124

2-125 Una máquina diesel con un volumen de motor de 4.0 L y una velocidad de 2 500 rpm trabaja bajo una relación de 18 kg de aire/kg de combustible. El motor utiliza diesel ligero que contiene 750 ppm (partes por millón) de azufre en masa. Todo este azufre se expulsa a la atmósfera donde se convierte en ácido sulfuroso (H_2SO_3). Si la tasa de aire que entra al motor es 336 kg/h, determine el flujo másico de azufre en el escape. Asimismo, determine el flujo másico de ácido sulfuroso añadido al ambiente si por cada kmol de azufre en el escape se agrega un kmol de ácido sulfuroso al ambiente. La masa molar del azufre es de 32 kg/kmol.

2-126 El plomo de la gasolina (que representa una emisión muy tóxica) termina en el tubo de escape del motor. Desde 1980, el uso de gasolina que contiene plomo es ilegal en Estados Unidos para la mayor parte de los vehículos, sin embargo, aún se usa en algunas partes del mundo. Considere una ciudad con 10 000 automóviles que usan gasolina con plomo. Ésta contiene 0.15 g/L de plomo y 35 por ciento de éste se expulsa al ambiente. Si se supone que en promedio un automóvil recorre 15 000 km por año, con un consumo de gasolina de 10 L/100 km, determine la cantidad de plomo arrojado por año a la atmósfera en esa ciudad. *Respuesta:* 788 kg

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

2-127 En una habitación, un calentador de resistencia eléctrica de 2 kW se mantiene encendido durante 30 minutos. La cantidad de energía que el calentador transfiere a la habitación es

a) 1 kJ *b*) 60 kJ *c*) 1 800 kJ *d*) 3 600 kJ
e) 7 200 kJ

2-128 En un caluroso día de verano, el aire de un salón bien sellado se hace circular mediante un ventilador propulsado mediante un motor de 0.50 hp con 65 por ciento de eficiencia. (Note que el motor entrega 0.50 hp de potencia neta de flecha

al ventilador.) La tasa de suministro de energía del conjunto ventilador-motor a la habitación es

a) 0.769 kJ/s *b*) 0.325 kJ/s *c*) 0.574 kJ/s
d) 0.373 kJ/s *e*) 0.242 kJ/s

2-129 Un ventilador se usa para acelerar aire tranquilo hasta una velocidad de 12 m/s a una tasa de 3 m^3/min. Si la densidad del aire es 1.15 kg/m^3, la potencia mínima que se debe suministrar al ventilador es

a) 248 W *b*) 72 W *c*) 497 W *d*) 216 W
e) 162 W

2-130 Un automóvil de 900 kg que viaja a una velocidad constante de 60 km/s va a acelerar a 100 km/h en 6 s. La potencia adicional necesaria para lograr esta aceleración es

a) 41 kW *b*) 222 kW *c*) 1.7 kW *d*) 26 kW
e) 37 kW

2-131 El elevador de un gran edificio levantará una masa neta de 400 kg a una velocidad constante de 12 m/s por medio de un motor eléctrico. La potencia nominal mínima del motor debe ser

a) 0 kW *b*) 4.8 kW *c*) 47 kW *d*) 12 kW
e) 36 kW

2-132 Una central hidroeléctrica que recibe agua a una tasa de 70 m^3/s desde una altura de 65 m generará potencia eléctrica con una turbina-generador que tiene una eficiencia de 85 por ciento. Si no se toman en cuenta las pérdidas por fricción en la tubería, la potencia eléctrica de salida de la central es

a) 3.9 MW *b*) 38 MW *c*) 45 MW *d*) 53 MW
e) 65 MW

2-133 En una instalación opera a plena carga un compresor de 75 hp por un periodo de 2 500 h al año, el compresor es impulsado por un motor eléctrico que tiene una eficiencia de 88 por ciento. Si el costo unitario de la electricidad es de $0.06/kWh, el costo anual de electricidad para este compresor es

a) $7 382 *b*) $9 900 *c*) $12 780 *d*) $9 533
e) $8 389

2-134 Considere un refrigerador que consume 320 W de potencia eléctrica cuando está en funcionamiento. Si el refrigerador trabaja sólo una cuarta parte del tiempo y el costo unitario de energía eléctrica es de 0.09/kWh, el costo de electricidad para este refrigerador por mes (30 días) es

a) $3.56 *b*) $5.18 *c*) $8.54 *d*) $9.28
e) $20.74

2-135 Una bomba de 2 kW se usa para bombear queroseno (ρ = 0.820 kg/L) desde un recipiente ubicado al nivel del suelo hasta otro a mayor altura. Ambos recipientes están abiertos a la atmósfera y la diferencia de elevación entre las superficies libres de los recipientes es de 30 m. El flujo volumétrico máximo de queroseno es

a) 8.3 L/s *b*) 7.2 L/s *c*) 6.8 L/s
d) 12.1 L/s *e*) 17.8 L/s

2-136 Para bombear glicerina se utiliza un motor eléctrico de 5 kW. La diferencia de presión entre la salida y la entrada de la bomba a plena carga es de 211 kPa. Si el caudal por la bomba es de 18 L/s y los cambios de elevación y la velocidad de flujo en la bomba son insignificantes, la eficiencia global de la bomba es

a) 69 por ciento *b*) 72 por ciento *c*) 76 por ciento
d) 79 por ciento *e*) 82 por ciento

Los problemas siguientes se basan en el tema especial opcional de transferencia de calor

2-137 Un tablero de circuito de 10 cm de alto y 20 cm de ancho aloja en su superficie 100 microcircuitos estrechamente espaciados. Cada uno genera calor a una tasa de 0.08 W y lo transfiere por convección al aire circundante a 40°C. La transferencia de calor desde la superficie posterior del tablero es insignificante. Si el coeficiente de transferencia de calor por convección en la superficie del tablero es de 10 W/m^2 · °C y la transferencia de calor por radiación es insignificante, la temperatura superficial promedio de los microcircuitos es

a) 80°C *b*) 54°C *c*) 41°C *d*) 72°C
e) 60°C

2-138 Un alambre de resistencia eléctrica de 0.2 cm de diámetro y 50 cm de largo sumergido en agua se usa para determinar de forma experimental el coeficiente de transferencia de calor por ebullición en agua a 1 atm. La temperatura superficial del alambre es de 130°C cuando un watímetro indica que el consumo de potencia eléctrica es de 4.1 kW. Entonces el coeficiente de transferencia de calor es

a) 43 500 W/m^2 · °C *b*) 137 W/m^2 · °C
c) 68 330 W/m^2 · °C *d*) 10 038 W/m^2 · °C
e) 37 540 W/m^2 · °C

2-139 Una superficie negra de 3 m^2 a 80°C pierde calor por convección al aire circundante, el cual se halla a 25°C, con un coeficiente de transferencia de calor por convección de 12 W/m^2 · °C, y por radiación hacia las superficies circundantes, que están a 15°C. La tasa total de pérdida de calor desde la superficie es

a) 1 987 W *b*) 2 239 W *c*) 2 348 W *d*) 3 451 W
e) 3 811 W

2-140 Se transfiere calor permanentemente a una tasa de 1.6 kW a través de una pared de 8 × 4 m con 0.2 m de espesor. Las temperaturas interna y externa de la pared son 15°C y 5°C, respectivamente. La conductividad térmica promedio de la pared es

a) 0.001 W/m · °C *b*) 0.5 W/m · °C *c*) 1.0 W/m · °C
d) 2.0 W/m · °C *e*) 5.0 W/m · °C

2-141 El techo de una casa con calefacción eléctrica mide 7 m de largo, 10 de ancho y tiene un espesor de 0.25 m. Está fabricado con una capa plana de concreto cuya conductividad térmica es de 0.92 W/m^2 · °C. Durante cierta noche de invierno, las temperaturas de las superficies interna y externa del techo son 15°C y 4°C, respectivamente. La tasa promedio de pérdida de calor por el techo esa noche fue

a) 41 W *b*) 177 W *c*) 4 894 W *d*) 5 567 W
e) 2 834 W

Problemas de diseño y ensayo

2-142 Un vehículo promedio arroja a la atmósfera alrededor de 20 lbm de dióxido de carbono por cada galón de gasolina que quema; por lo tanto, es posible reducir el calentamiento global si se compra un vehículo que economice el combustible. En una publicación del gobierno estadounidense se afirma que un vehículo que logra 25 y no 20 millas por galón emitirá 10 toneladas menos de dióxido de carbono a la atmósfera durante su vida útil. Con base en suposiciones razonables, evalúe si ésta es una afirmación válida o una burda exageración.

2-143 La energía solar que llega a la Tierra es de casi 1 350 W/m^2 fuera de la atmósfera terrestre y 950 W/m^2 en la superficie normal expuesta al sol en un día claro. Alguien está comercializando paneles de celdas fotovoltaicas de 2×3 m y afirma que un solo panel puede satisfacer los requerimientos de electricidad de una casa. ¿Cómo evalúa esta afirmación? Las celdas fotovoltaicas tienen una eficiencia de conversión de 15 por ciento.

2-144 Investigue los precios del petróleo para calefacción, gas natural y electricidad en su zona y determine el costo de cada uno por kWh de energía suministrada a la casa como calor. Revise sus pagos y determine cuánto dinero gastó por calefacción en enero pasado. Además, determine de cuánto habría sido su factura por calefacción en ese mismo mes si tuviera instalado el sistema más eficiente de los tres.

2-145 Elabore un informe acerca de los sistemas de calefacción disponibles en su zona para edificios residenciales. Analice las ventajas y desventajas de cada sistema y compare sus costos inicial y de operación. ¿Cuáles son los factores importantes en la selección de un sistema de calefacción? Dé algunos. Identifique las condiciones bajo las cuales el sistema de calefacción sería la mejor elección en su zona.

2-146 El desempeño de un dispositivo se define como la relación entre la salida deseada y la entrada requerida, definición que se puede ampliar a áreas no técnicas. Por ejemplo, su desempeño en este curso de termodinámica puede ser la calificación que obtenga con relación al esfuerzo dedicado: si ha invertido mucho tiempo en este curso y sus calificaciones no lo reflejan, su desempeño ha sido malo. En ese caso, quizá deba intentar hallar la causa y cómo corregir el problema. Ofrezca otras tres definiciones de desempeño para áreas no técnicas y analícelas.

2-147 Su vecino vive en una casa antigua de 2 500 pies cuadrados (casi 250 m^2) calentada por gas natural. El calentador de gas actual fue instalado a principios de la década de los setenta y tiene una eficiencia (denominada Clasificación de Eficiencia Anual de Utilización de Combustible, EAUC) de 65 por ciento. Llegó el momento de reemplazar este horno y el vecino intenta decidir entre uno común que tiene una eficiencia de 80 por ciento y cuesta $1 500 y otro de alto rendimiento que tiene una eficiencia de 95 por ciento y cuesta $2 500. Su vecino le ofrece $100 por ayudarle a tomar la mejor decisión, considerando los datos de clima, las cargas de calefacción características y el precio del gas natural en la zona, haga entonces una recomendación con base en un análisis económico convincente.

2-148 En Estados Unidos, los techos de muchas casas están cubiertas con celdas fotovoltaicas solares (FV) que se asemejan a las tejas y generan electricidad de modo discreto a partir de la energía solar. Se afirma en un artículo que además de su duración proyectada de 30 años, un sistema FV para techo de 4 kW en California reducirá la producción de CO_2 (el cual provoca calentamiento global) en 433 000 lbm, de sulfatos (que causan lluvia ácida) en 2 900 lbm y de nitratos (que producen smog) en 1 660 lbm. En el artículo se afirma también que un techo con FV ahorrará 253 000 lbm de carbón, 21 000 galones de petróleo y 27 millones de $pies^3$ de gas natural. A partir de suposiciones razonables para la radiación solar incidente, la eficiencia y las emisiones, evalúe estas afirmaciones y haga correcciones si es necesario.

Capítulo 3

PROPIEDADES DE LAS SUSTANCIAS PURAS

Este capítulo comienza con la introducción del concepto de *sustancia pura* y el análisis de la física en los procesos de cambio de fase. Luego, se ilustran varios diagramas de propiedades y las superficies *P-v-T* de sustancias puras. Una vez demostrado el uso de las tablas de propiedades, se estudia la sustancia hipotética gas ideal y la ecuación de estado de gas ideal. Se introduce el factor de compresibilidad que toma en cuenta la desviación de los gases reales en su comportamiento respecto del de un gas ideal, y se presentan algunas de las ecuaciones de estado más conocidas, como la de Van der Waals, Beattie-Bridgeman y Benedict-Webb-Rubin .

Objetivos

En el capítulo 3, los objetivos son:

- Introducir el concepto de sustancia pura.
- Estudiar la física de los procesos de cambio de fase.
- Ilustrar los diagramas de propiedades *P-v*, *T-v* y *P-T*, y las superficies *P-v-T* de sustancias puras.
- Demostrar los procedimientos para determinar propiedades termodinámicas de sustancias puras a partir de tablas sobre propiedades.
- Describir la sustancia hipotética “gas ideal” y la ecuación de estado de gas ideal.
- Aplicar la ecuación de estado de gas ideal en la solución de problemas representativos.
- Introducir el factor de compresibilidad, que toma en cuenta la desviación de gases reales respecto del comportamiento de gas ideal.
- Presentar algunas de las ecuaciones de estado más conocidas.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 3, SECC. 1, EN EL DVD.

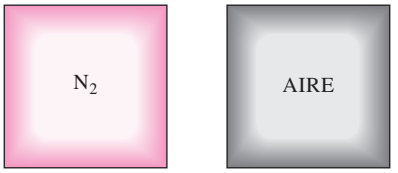
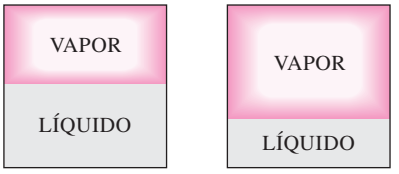


FIGURA 3-1

El nitrógeno y el aire gaseoso son sustancias puras.



a) H_2O *b*) AIRE

FIGURA 3-2

Una mezcla de agua líquida y gaseosa es una sustancia pura, pero una mezcla de aire líquido y gaseoso no lo es.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 3, SECC. 2, EN EL DVD.

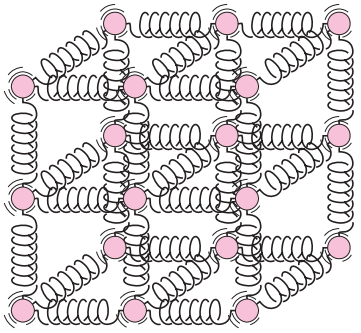


FIGURA 3-3

Las moléculas en un sólido se mantienen en sus posiciones por medio de grandes fuerzas intermoleculares similares a resortes.

3-1 ▪ SUSTANCIA PURA

Una sustancia que tiene una composición química fija en cualquier parte se llama **sustancia pura**. El agua, el nitrógeno, el helio y el dióxido de carbono, por ejemplo, son sustancias puras.

Una sustancia pura no tiene que estar conformada por un solo elemento o compuesto químico. Una mezcla de varios de éstos también califica como una sustancia pura siempre y cuando la mezcla sea homogénea. El aire, por ejemplo, es una mezcla de varios gases, pero con frecuencia se considera como una sustancia pura porque tiene una composición química uniforme (Fig. 3-1). Sin embargo, la mezcla de aceite y agua no es una sustancia pura, ya que el aceite no es soluble en agua, por lo que se acumula en la superficie y se forman dos regiones químicamente distintas.

Una mezcla de dos o más fases de una sustancia pura se sigue considerando una sustancia pura mientras la composición química de las fases sea la misma (Fig. 3-2). Una mezcla de hielo y agua líquida, por ejemplo, es una sustancia pura porque ambas fases tienen la misma composición química. No obstante, una mezcla de aire líquido con otro gaseoso, no compone una sustancia pura debido a que la composición del aire líquido es distinta de la del gaseoso y por lo tanto la mezcla ya no es químicamente homogénea. Esto se debe a que los diversos componentes del aire tienen distintas temperaturas de condensación a una presión especificada.

3-2 ▪ FASES DE UNA SUSTANCIA PURA

Por experiencia se sabe que las sustancias existen en fases diferentes. A temperatura y presión ambientes el cobre es un sólido, el mercurio un líquido y el nitrógeno un gas, pero en condiciones distintas, cada uno podría aparecer en fases diferentes. Aunque son tres las principales —sólida, líquida y gaseosa—, una sustancia puede tener varias fases dentro de la principal, cada una con distinta estructura molecular. Por ejemplo, el carbono existe como grafito o diamante en la fase sólida, el helio tiene dos fases líquidas y el hierro tres fases sólidas. A presiones altas, el hielo existe en siete fases diferentes. Una fase tiene una configuración molecular distinta, es homogénea en todas partes y está separada de las demás fases por superficies frontera de fácil identificación. Las dos fases del H_2O en el agua helada representan un buen ejemplo de esto.

Al estudiar dos fases o cambios de fase en termodinámica, no es necesario poner el interés en la estructura molecular y el comportamiento de las distintas fases, pero sí es muy útil comprender los fenómenos moleculares de cada fase. A continuación se explica de manera breve las transformaciones de fase.

Los enlaces moleculares son más fuertes en los sólidos y más débiles en los gases, debido en parte a que las moléculas en los primeros están más próximas entre sí, mientras que en los gases se hallan separadas por distancias relativamente grandes.

Las moléculas en un **sólido** están dispuestas en un patrón tridimensional (red) que se repite por todo el sólido (Fig. 3-3). A causa de las pequeñas distancias intermoleculares existentes en un sólido, las fuerzas de atracción entre las moléculas son grandes y las mantienen en posiciones fijas (Fig. 3-4). Estas fuerzas de atracción entre moléculas se vuelven de repulsión a medida que la distancia intermolecular se aproxima a cero, lo cual evita que las moléculas se apilen unas sobre otras. Aunque las moléculas en un sólido permanecen en una posición relativamente fija, oscilan de manera continua respecto a

sus posiciones de equilibrio. La velocidad de las moléculas durante estas oscilaciones depende de la temperatura: cuando ésta es muy alta, la velocidad (y en consecuencia la cantidad de movimiento) alcanza un punto donde las fuerzas intermoleculares disminuyen de forma parcial y en el que grupos de moléculas se apartan (Fig. 3-5). Éste es el comienzo del proceso de fusión.

El espaciamiento molecular en la fase **líquida** es parecido al de la fase sólida, excepto en que las moléculas ya no están en posiciones fijas entre sí y pueden girar y trasladarse libremente. En un líquido, las fuerzas intermoleculares son más débiles en relación con los sólidos, pero su fuerza es mayor comparada con la de los gases. Comúnmente las distancias entre moléculas experimentan un ligero incremento cuando un sólido se vuelve líquido, pero el agua es una notable excepción.

En la fase **gaseosa**, las moléculas están bastante apartadas, no hay un orden molecular, se mueven al azar con colisiones continuas entre sí y contra las paredes del recipiente que las contiene. Sus fuerzas moleculares son muy pequeñas, particularmente a bajas densidades, y las colisiones son el único modo de interacción entre las moléculas. En la fase gaseosa las moléculas tienen un nivel de energía considerablemente mayor que en la líquida o la sólida; por lo tanto, para que un gas se condense o congele debe liberar antes una gran cantidad de su energía.

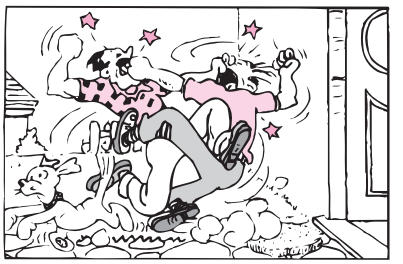


FIGURA 3-4

En un sólido, las fuerzas de atracción y repulsión entre las moléculas tienden a mantenerlas a distancias relativamente constantes unas de otras.

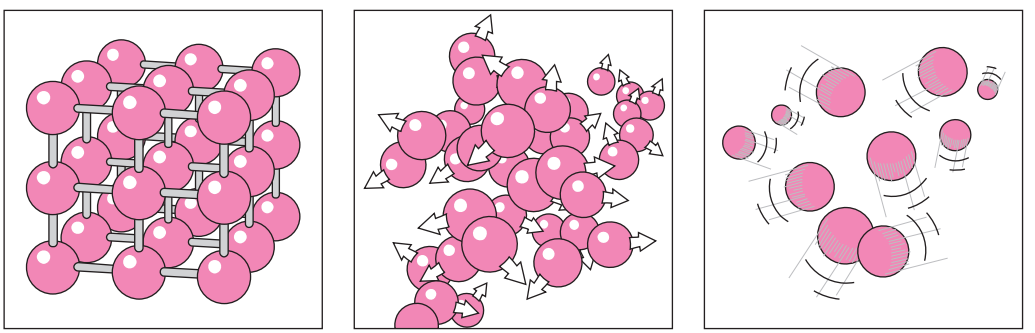
© Reimpresa con autorización especial de King Features Syndicate.

3-3 ▪ PROCESOS DE CAMBIO DE FASE EN SUSTANCIAS PURAS

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 3, SECC. 3, EN EL DVD.

Hay muchas situaciones prácticas donde dos fases de una sustancia pura coexisten en equilibrio. Algunos ejemplos son: el agua existe como una mezcla de líquido y vapor en la caldera y en el condensador de una termoeléctrica, y el refrigerante pasa de líquido a vapor en el congelador de un refrigerador. Aunque muchos consideran al congelamiento del agua en las tuberías subterráneas como el proceso de cambio de fase más importante, la atención en esta sección se centra en la líquida y de vapor, así como en su mezcla. Como sustancia familiar, el agua se usa para demostrar los principios básicos. Sin



a) *b*) *c*)

FIGURA 3-5

Disposición de los átomos en diferentes fases: *a*) las moléculas están en posiciones relativamente fijas en un sólido, *b*) grupos de moléculas se apartan entre sí en la fase líquida y *c*) las moléculas se mueven al azar en la fase gaseosa.

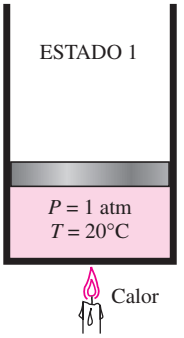


FIGURA 3-6

A 1 atm y 20°C, el agua existe en la fase líquida (*líquido comprimido*).

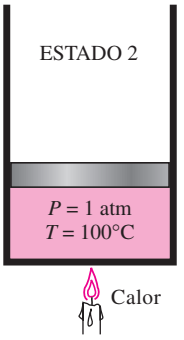


FIGURA 3-7

A 1 atm de presión y 100°C, el agua existe como un líquido que está listo para evaporarse (*líquido saturado*).

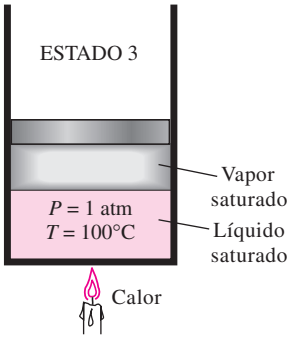


FIGURA 3-8

A medida que se transfiere más calor, parte del líquido saturado se evapora (*mezcla saturada de líquido-vapor*).

embargo, es necesario recordar que todas las sustancias puras exhiben el mismo comportamiento general.

Líquido comprimido y líquido saturado

Considere un dispositivo de cilindro-émbolo que contiene agua líquida a 20°C y 1 atm de presión (estado 1, Fig. 3-6). En estas condiciones el agua existe en fase líquida y se denomina **líquido comprimido** o **líquido subenfriado**, lo cual significa que *no está a punto de evaporarse*. Se transfiere calor al agua hasta aumentar su temperatura a, por ejemplo, 40°C. A medida que aumenta la temperatura, el agua líquida se expande un poco y por consiguiente aumenta su volumen específico. Entonces, debido a esta expansión el émbolo sube ligeramente. La presión en el cilindro permanece constante en 1 atm durante este proceso porque depende de la presión barométrica externa y el peso del émbolo, que son constantes. El agua es aún un líquido comprimido en este estado puesto que no ha comenzado a evaporarse.

Conforme se transfiere más calor, la temperatura aumenta hasta alcanzar 100°C (estado 2, Fig. 3-7), punto en que el agua todavía permanece líquida, pero cualquier adición de calor hace que se vaporice algo de agua; es decir, está a punto de tener lugar un proceso de cambio de fase de líquido a vapor. Un líquido que está *a punto de evaporarse* se llama de **líquido saturado**; así, el estado 2 corresponde al de un líquido saturado.

Vapor saturado y vapor sobrecalentado

Una vez que empieza la ebullición, el aumento de temperatura se detiene hasta que se evapora todo el líquido. Es decir, si la presión se mantiene constante, durante el proceso de cambio de fase la temperatura también lo hará. Es fácil comprobar lo anterior al colocar un termómetro en agua pura que hierve sobre una estufa. A nivel del mar ($P = 1$ atm), el termómetro siempre indicará 100°C si la cacerola está tapada o no con una tapa ligera. Durante un proceso de ebullición, el único cambio observable es un gran aumento en el volumen y una disminución constante en el nivel del líquido como resultado de una mayor cantidad de éste convertido en vapor.

Casi a la mitad de la evaporación (estado 3, Fig. 3-8), el cilindro contiene cantidades iguales de líquido y vapor. Conforme continúa la transferencia de calor, el proceso de evaporación continuará hasta evaporarse la última gota de líquido (estado 4, Fig. 3-9). En ese punto el cilindro está lleno de vapor, el cual se halla en el borde de la fase líquida. Cualquier cantidad de calor que pierda este vapor hará que se condense (cambio de fase de vapor a líquido). Un vapor que está a *punto de condensarse* se llama **vapor saturado**; por lo tanto, el estado 4 es un estado de vapor saturado, y una sustancia entre los estados 2 y 4 se conoce como una **mezcla saturada de líquido-vapor**, debido a que en estos estados las *fases líquida y de vapor coexisten* en equilibrio.

Una vez completado, el proceso de cambio de fase termina y se alcanza una región de una sola fase (esta vez vapor). En este punto, transferir más calor da como resultado un aumento de temperatura y de volumen específico (Fig. 3-10). En el estado 5 la temperatura del vapor es, por ejemplo, 300°C; si se transfiere algo de calor del vapor, la temperatura descendería un poco pero no habría condensación mientras la temperatura permanezca arriba de 100°C (para $P = 1$ atm). Un vapor que *no está a punto de condensarse* (es decir, no es vapor saturado) se denomina **vapor sobrecalentado**; por lo tanto, el agua en el estado 5 es un vapor sobrecalentado. El ejemplo descrito de un

proceso de cambio de fase a presión constante se ilustra en la figura 3-11 a partir de un diagrama *T*-*v*.

Si todo el proceso anterior se invierte, enfriando el agua mientras se mantiene la presión en el mismo valor, el agua regresará al estado 1 trazando de nuevo la misma trayectoria, y de esta manera la cantidad de calor liberado corresponderá a la cantidad de calor agregada durante el proceso de calentamiento.

En la vida cotidiana, "agua" significa agua líquida y "vapor" indica vapor de agua. Sin embargo, en termodinámica tanto el agua como el vapor significan sólo una cosa: H_2O.

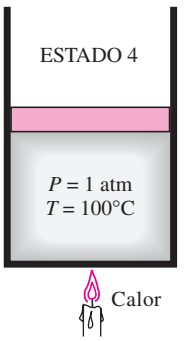


FIGURA 3-9

A 1 atm de presión, la temperatura permanece constante en 100°C hasta que se evapora la última gota de líquido (*vapor saturado*).

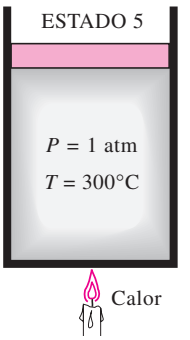


FIGURA 3-10

Conforme se transfiere más calor, la temperatura del vapor empieza a aumentar (*vapor sobrecalentado*).

Temperatura de saturación y presión de saturación

Quizá no sea ninguna sorpresa saber que el agua comienza a hervir a 100°C; sin embargo, en sentido estricto, decir "el agua hierve a 100°C" es incorrecto. El enunciado correcto es "el agua hierve a 100°C a 1 atm de presión". En el ejemplo anterior, la única razón por la que el agua comenzó a hervir a 100°C fue porque la presión se mantuvo constante a 1 atm (101.325 kPa). Si la presión dentro del cilindro se elevara a 500 kPa añadiendo pesas en la parte superior del émbolo, el agua empezaría a hervir a 151.8°C. Es decir, *la temperatura a la cual comienza a hervir el agua depende de la presión; en consecuencia, si la presión es constante, sucede lo mismo con la temperatura de ebullición*.

A una determinada presión, la temperatura a la que una sustancia pura cambia de fase se llama **temperatura de saturación**, T_{sat}. Del mismo modo, a una temperatura determinada, la presión a la que una sustancia pura cambia de fase se llama **presión de saturación**, P_{sat}. A una presión de 101.325 kPa, T_{sat} es 99.97°C; mientras que a una temperatura de 99.97°C, P_{sat} es 101.325 kPa. (Como se explicó en el capítulo 1, a 100.00°C, P_{sat} es 101.42 kPa en el ITS-90.)

Las tablas de saturación que listan la presión de saturación contra la temperatura (o temperatura de saturación contra la presión) están disponibles prác-

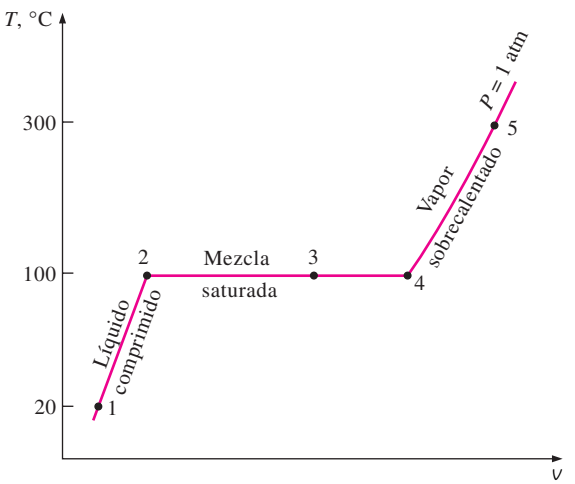
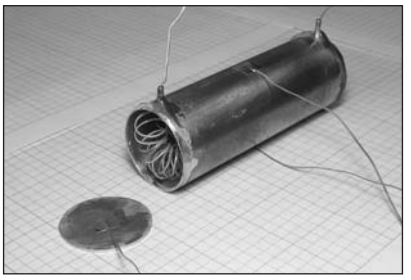


FIGURA 3-11

Diagrama *T*-*v* para el proceso de calentamiento del agua a presión constante.

EXPERIMENTO



Use datos reales del experimento mostrado aquí para obtener el **calor latente de fusión** del agua. Véase el problema 3-146 al final del capítulo.

© *Ronald Mullisen*

ticamente para todas las sustancias. En la tabla 3-1 se ofrece, para el agua, una lista parcial extraída de una tabla de este tipo. Ahí se indica que la presión del cambio de fase del agua (ebullición o condensación) a 25°C debe ser de 3.17 kPa, y la presión del agua se debe mantener a 3 976 kPa (alrededor de 40 atm) para que hierva a 250°C. Asimismo, el agua se puede congelar al disminuir su presión por abajo de 0.61 kPa.

Para fundir un sólido o vaporizar un líquido se requiere una gran cantidad de energía. La cantidad de ésta que es absorbida o liberada durante el proceso de cambio de fase se llama **calor latente**. Específicamente, la cantidad de energía absorbida durante la fusión se llama **calor latente de fusión** y equivale a la cantidad de energía liberada durante la congelación. De modo similar, la cantidad de energía absorbida durante la evaporación se llama **calor latente de evaporación** y es equivalente a la energía liberada durante la condensación. Las magnitudes de los calores latentes dependen de la temperatura o presión en la que sucede el cambio de fase: a 1 atm de presión, el calor latente de fusión del agua es de 333.7 kJ/kg, mientras que el de evaporación es de 2 256.5 kJ/kg.

Durante un proceso de cambio de fase, resulta obvio que la presión y la temperatura son propiedades dependientes y que hay una relación definida entre ellas, es decir, $T_{sat} = f(P_{sat})$. Una gráfica de T_{sat} en función de P_{sat}, como la ilustrada para el agua en la figura 3-12, se llama **curva de saturación de líquido-vapor**. Una curva de esta clase es característica de todas las sustancias puras.

Tras observar la figura 3-12, también resulta claro que T_{sat} se incrementa con P_{sat} y que, en consecuencia, una sustancia a mayores presiones hervirá a temperaturas más altas. En la cocina, temperaturas de ebullición más altas significan tiempos de cocción más cortos y ahorros de energía. Por ejemplo, el cocimiento de un estofado de res puede requerir una a dos horas en una cacerola normal que funciona a una presión de 1 atm, pero sólo 20 minutos en una olla de presión que funciona a una presión absoluta de 3 atm (temperatura de ebullición correspondiente: 134°C).

Tanto la presión atmosférica como la temperatura de ebullición del agua disminuyen con la altura; por lo tanto, la cocción toma más tiempo a mayores alturas que al nivel del mar (a menos que se use una olla de presión). Por ejemplo, la presión atmosférica estándar a una altura de 2 000 m es 79.50 kPa, correspondiente a una temperatura de ebullición de 93.3°C, a diferencia de los 100°C al nivel del mar (altura cero). La variación de la temperatura de ebullición del agua debida a la altura, en condiciones atmosféricas estándar, se presenta en la tabla 3-2. Por cada 1 000 m de aumento, la temperatura de

TABLA 3-1

Presión de saturación (ebullición) del agua a distintas temperaturas

Temperatura, T, °C	Presión de saturación, P_{sat}, kPa
−10	0.26
−5	0.40
0	0.61
5	0.87
10	1.23
15	1.71
20	2.34
25	3.17
30	4.25
40	7.39
50	12.35
100	101.4
150	476.2
200	1 555
250	3 976
300	8 588

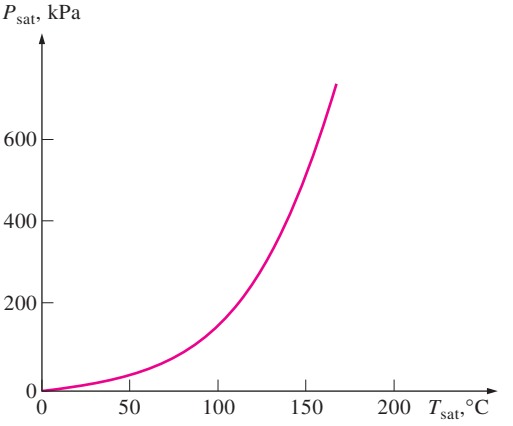


FIGURA 3-12

Curva de saturación líquido-vapor de una sustancia pura (los valores numéricos son para el agua).

ebullición desciende poco más de 3°C. Observe que la presión atmosférica en un lugar, al igual que la temperatura de ebullición, cambia ligeramente con las condiciones climáticas, pero este cambio no es mayor a 1°C para la temperatura de ebullición.

Algunas consecuencias de la dependencia de T_{sat} y P_{sat}

Ya se mencionó que una sustancia a una presión específica hervirá a la temperatura de saturación correspondiente a esa presión. Este fenómeno permite controlar la temperatura de ebullición de una sustancia de manera sencilla: controlando solamente la presión, lo que tiene numerosas aplicaciones en la práctica (más adelante se presentan algunos ejemplos). El impulso natural para lograr el equilibrio de fases al permitir que cierta cantidad de líquido se evapore actúa tras bambalinas.

Una lata sellada de *líquido refrigerante 134a* está en una habitación a 25°C. Si la lata ha permanecido suficiente tiempo en la habitación, la temperatura del refrigerante es de 25°C. Ahora, si la tapa se abre lentamente y se deja escapar algo de refrigerante, la presión de la lata comenzará a disminuir hasta alcanzar la presión atmosférica. Al sostener la lata se nota que su temperatura desciende con rapidez, e incluso se forma hielo en la parte externa si el aire está húmedo. Un termómetro introducido en la lata registra una temperatura de −26°C cuando la presión desciende hasta 1 atm, que es la temperatura de saturación del refrigerante 134a a esa presión. La temperatura del refrigerante permanece a −26°C hasta que se vaporiza la última gota.

Otro aspecto de este interesante fenómeno físico es que un líquido no se evapora a menos que absorba energía en una cantidad igual al calor latente de evaporación, que es 217 kJ/kg para el refrigerante 134a a 1 atm. En consecuencia, la tasa de evaporación del refrigerante depende de la velocidad de transferencia de calor hacia la lata: mientras más veloz sea la transferencia, la tasa de evaporación es mayor. Si hay un aislamiento eficaz, se reduce la tasa de transferencia de calor hacia la lata y, en consecuencia, también la tasa de evaporación del refrigerante. En el caso extremo de que no haya transferencia de calor, el refrigerante permanecerá por tiempo indefinido en la lata a −26°C, en forma líquida.

La temperatura de ebullición del *nitrógeno* a presión atmosférica es de –196°C (Tabla A-3*a*), esto significa que la temperatura del nitrógeno líquido expuesto a la atmósfera debe ser de –196°C porque una parte del nitrógeno se está evaporando. La temperatura del nitrógeno líquido permanece constante en –196°C hasta agotarse, por eso esta sustancia se usa en estudios científicos que requieren baja temperatura (como la superconductividad) y en aplicaciones criogénicas en las que se mantiene una cámara de prueba a una temperatura constante de –196°C, lo cual se consigue colocando la cámara en un baño con nitrógeno líquido abierto a la atmósfera. El nitrógeno absorbe cualquier transferencia de calor del ambiente hacia la sección de prueba y se evapora isotérmicamente al tiempo que conserva constante la temperatura de la cámara (Fig. 3-13). Toda la sección de prueba se debe aislar muy bien con el fin de minimizar la transferencia de calor y así evitar el consumo de nitrógeno líquido. Esta sustancia se emplea también con fines prácticos para quemar manchas antiestéticas en la piel: se empapa un hisopo de algodón en nitrógeno líquido y se humedece con éste el área a tratar. A medida que se evapora el nitrógeno, congela la piel afectada absorbiendo su calor rápidamente.

Una manera práctica de enfriar vegetales cubiertos de hojas es mediante **refrigeración por vacío**, que se basa en *reducir la presión* de la cámara de en-

TABLA 3-2

Variación, con la altitud, de la presión atmosférica estándar y la temperatura de ebullición (saturación) del agua

Altura, m	Presión atmosférica, kPa	Temperatura de ebullición, °C
0	101.33	100.0
1 000	89.55	96.5
2 000	79.50	93.3
5 000	54.05	83.3
10 000	26.50	66.3
20 000	5.53	34.7

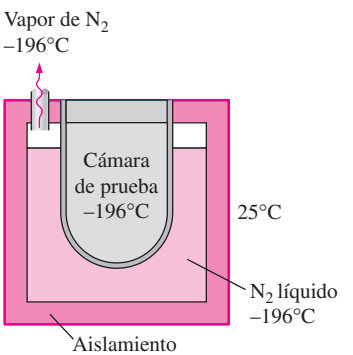


FIGURA 3-13

La temperatura del nitrógeno líquido expuesto a la atmósfera permanece constante en −196°C y, de esta manera, la cámara de prueba se mantiene en esa misma temperatura.

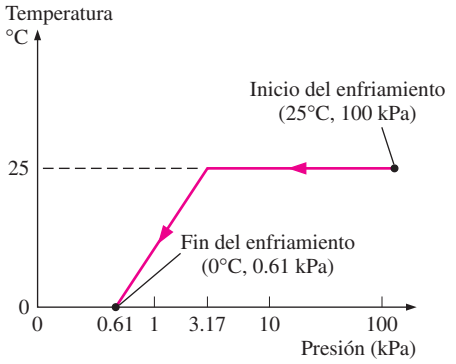


FIGURA 3-14

Variación debida a la presión de la temperatura de frutas y vegetales durante la refrigeración por vacío de 25°C a 0°C.

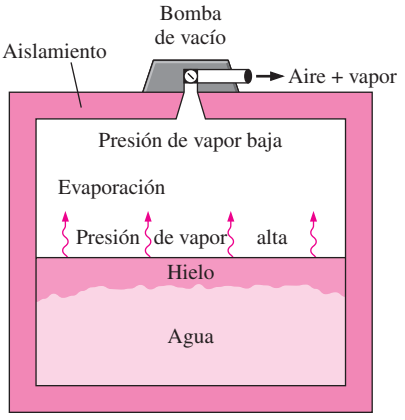


FIGURA 3-15

En 1775 se produjo hielo al crear vacío en el espacio que ocupaba el aire en un recipiente con agua.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 3, SECC. 4, EN EL DVD.

friamiento sellada hasta la presión de saturación en la que se obtendrá la baja temperatura deseada, y evaporando parte del agua de los productos que serán enfriados. Durante este proceso, el calor de evaporación es absorbido por los productos, lo que disminuye su temperatura. La presión de saturación del agua a 0°C es de 0.61 kPa, por lo que los productos pueden enfriarse a 0°C disminuyendo la presión a este nivel. La velocidad de enfriamiento se incrementa al disminuir la presión debajo de 0.61 kPa, pero esto no es conveniente debido al peligro de congelación y al costo adicional.

En el enfriamiento por vacío existen dos etapas diferentes: en la primera, los productos a temperatura ambiente (por ejemplo 25°C) se colocan en la cámara y se inicia la operación. La temperatura permanece constante hasta alcanzar la *presión de saturación*, que es 3.17 kPa a 25°C. En la segunda etapa, se mantienen las condiciones de saturación a *presiones cada vez más bajas* y a sus correspondientes *menores temperaturas* hasta alcanzar la deseada (Fig. 3-14).

El enfriamiento por vacío normalmente es más caro que el convencional llevado a cabo por refrigeración, y su uso se limita a aplicaciones en los que el enfriamiento es mucho más rápido. Los productos apropiados para ser enfriados por vacío son aquellos con una gran área superficial por unidad de masa y una alta tendencia a liberar humedad, como la lechuga y la espinaca. Son inadecuados los productos con una baja relación entre área superficial y masa, en especial los que tienen cáscaras relativamente impermeables, como tomates y pepinos. Algunos productos, como las setas y los chícharos verdes, se enfrían por vacío de modo exitoso si se humedecen primero.

El enfriamiento por vacío se convierte en **congelación por vacío** si la presión de vapor en la cámara de vacío disminuye por abajo de 0.61 kPa, que es la presión de saturación del agua a 0°C. La idea de producir hielo mediante una bomba de vacío no es nueva, el doctor William Cullen lo obtuvo en Escocia en 1775 al extraer el aire de un recipiente con agua (Fig. 3-15).

El **congelamiento por paquetes** se usa comúnmente en aplicaciones de enfriamiento a pequeña escala, para eliminar calor y conservar fríos los productos durante su transporte con el aprovechamiento del gran calor latente de fusión de agua, pero su uso se limita a productos que no se dañan por el contacto con hielo, el cual proporciona tanto *humedad* como *refrigeración*.

3-4 ▪ DIAGRAMAS DE PROPIEDADES PARA PROCESOS DE CAMBIO DE FASE

Las variaciones que experimentan las propiedades durante los procesos de cambio de fase se comprenden mejor con la ayuda de diagramas de propiedades. A continuación se construyen y analizan los diagramas *T*-*v*, *P*-*v* y *P*-*T* para sustancias puras.

1 Diagrama *T*-*v*

El proceso de cambio de fase del agua a una presión de 1 atm se describió con detalle en la última sección y en la figura 3-11 se graficó con un diagrama *T*-*v*. Ahora se repite este proceso a diferentes presiones para elaborar el diagrama *T*-*v*.

Se colocan pesas sobre el pistón hasta que la presión dentro del cilindro alcanza 1 MPa, presión a la que el agua tendrá un volumen específico un poco más pequeño al que tenía cuando la presión era de 1 atm. A medida que se transfiere calor al agua bajo esta nueva presión, el proceso seguirá una trayec-

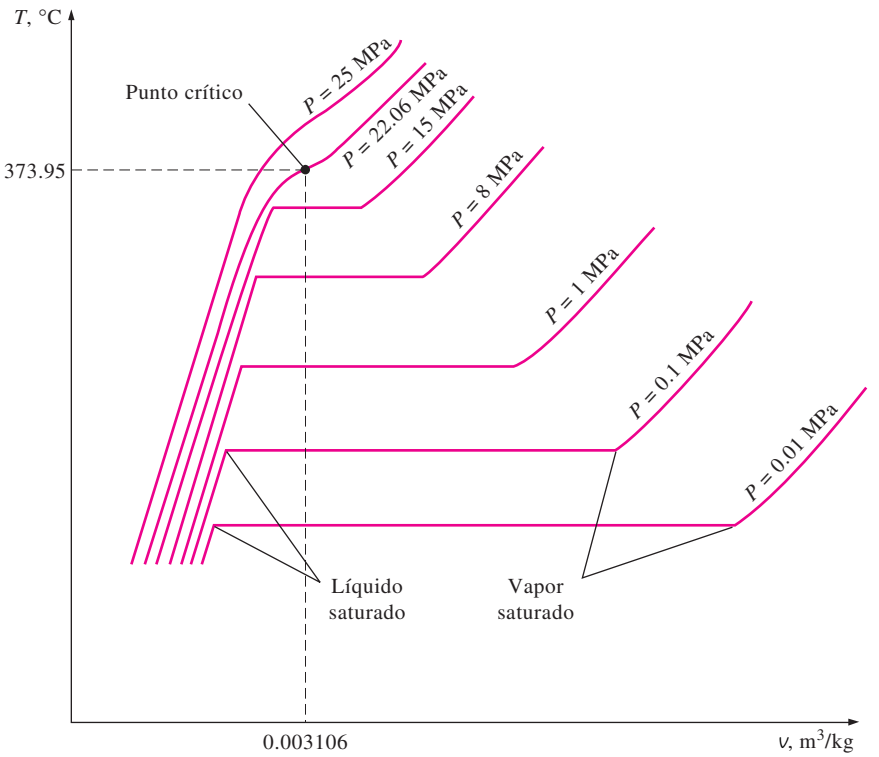


FIGURA 3-16

Diagrama T-v de procesos de cambio de fase a presión constante de una sustancia pura a diferentes presiones (los valores numéricos son para el agua).

toria muy similar a la del proceso realizado con presión de 1 atm, como se muestra en la figura 3-16, aunque hay algunas diferencias notables: primero, a 1 MPa el agua hervirá a una temperatura mucho más alta (179.9°C), y segundo, el volumen específico del líquido saturado es más grande y el del vapor saturado más pequeño que los valores correspondientes bajo la presión de 1 atm. Es decir, la línea horizontal que conecta los estados de líquido y vapor saturados es más corta.

Para el caso del agua, a medida que aumenta la presión, esta línea de saturación se acorta (Fig. 3-16) y se convierte en un punto cuando la presión alcanza el valor de 22.06 MPa. Este punto se llama **punto crítico** y se define como *el punto en el que los estados de líquido saturado y de vapor saturado son idénticos*.

La temperatura, la presión y el volumen específico de una sustancia en el punto crítico se denominan, respectivamente, *temperatura crítica* T_{cr}, *presión crítica* P_{cr} y *volumen específico crítico* v_{cr}. Para el agua, las propiedades del punto crítico son $P_{cr} = 22.06$ MPa, $T_{cr} = 373.95$°C y $v_{cr} = 0.003106$ m³/kg. Para el helio, estos valores son 0.23 MPa, –267.85°C y 0.01444 m³/kg. En el apéndice, las propiedades críticas para diferentes sustancias se presentan en la tabla A-1.

A presiones superiores a la presión crítica no hay un proceso distinto de cambio de fase (Fig. 3-17), pero el volumen específico de la sustancia aumenta de forma continua y en todo momento sólo hay una fase presente. Al final se asemeja al vapor, pero no se podrá decir cuándo ocurrió el cambio.

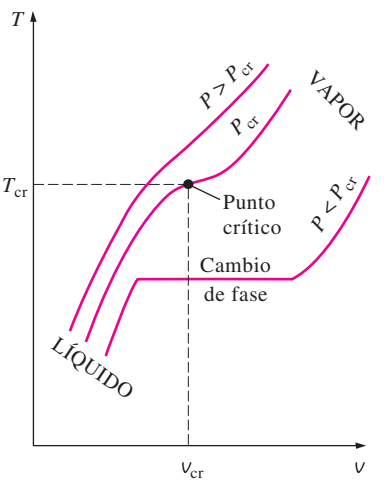


FIGURA 3-17

A presiones supercríticas ($P > P_{cr}$), no hay proceso definido de cambio de fase (ebullición).

Arriba del estado crítico no hay una línea que separe las regiones de líquido comprimido y vapor sobrecalentado, pero es común llamar a la sustancia vapor sobrecalentado a temperaturas mayores a la crítica y líquido comprimido cuando está abajo de ésta.

Los estados de líquido saturado que se presentan en la figura 3-16 pueden conectarse mediante una línea llamada **línea de líquido saturado**, y los de vapor saturado mediante la **línea de vapor saturado**. Estas dos líneas se unen en el punto crítico formando un domo (Fig. 3-18), mientras todos los estados de líquido comprimido se localizan en la región a la izquierda de la línea de líquido saturado, conocida como **región de líquido comprimido**, y los de vapor sobrecalentado se encuentran a la derecha de la línea de vapor saturado, en la **región de vapor sobrecalentado**. En estas dos regiones la sustancia existe en una sola fase, líquida o vapor. Todos los estados que abarcan ambas fases en equilibrio se localizan bajo el domo, en la llamada **región de mezcla saturada de líquido-vapor** o **región húmeda**.

2 Diagrama *P-v*

La forma general del diagrama *P-v* de una sustancia pura es similar a la del diagrama *T-v*, pero *T* = líneas constantes en este diagrama presentan una tendencia hacia abajo, como se ilustra en la figura 3-19.

Considere una vez más un dispositivo de cilindro-émbolo que contiene agua líquida a 1 MPa y 150°C. En este estado, el agua existe como un líquido comprimido. Se eliminan una por una las pesas de la parte superior del émbolo, de manera que la presión dentro del cilindro disminuya poco a poco (Fig. 3-20) y se permite que el agua intercambie calor con los alrededores, de modo que su temperatura permanezca constante. A medida que disminuye la presión, el volumen del agua aumenta un poco, y cuando la presión alcanza el valor de saturación (0.4762 MPa) a la temperatura especificada el agua co-

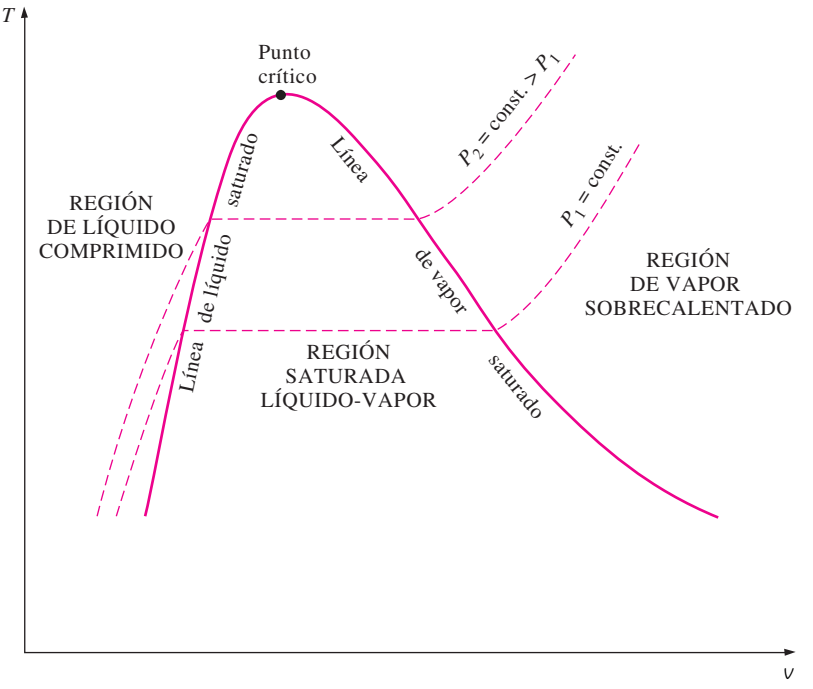


FIGURA 3-18
Diagrama *T-v* de una sustancia pura.

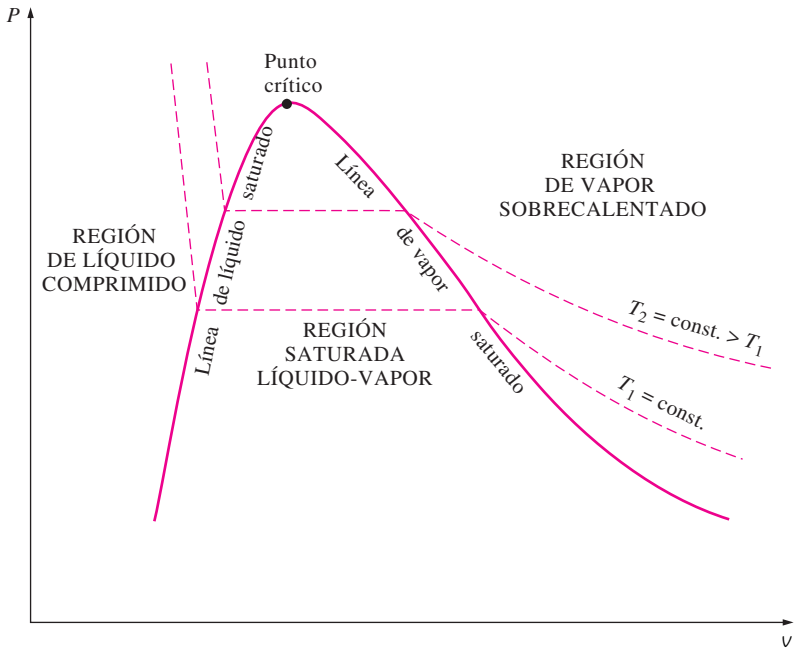


FIGURA 3-19

Diagrama P-v de una sustancia pura.

mienza a hervir. Durante este proceso de evaporación, tanto la temperatura como la presión permanecen constantes, pero el volumen específico aumenta. Una vez que se evapora la última gota de líquido, la reducción adicional en la presión produce otro aumento en el volumen específico. Observe que durante el proceso de cambio de fase no se quitó ninguna de las pesas; si así se hiciera la presión disminuiría y en consecuencia también lo haría la temperatura [puesto que $T_{sat} = f(P_{sat})$], por lo que el proceso ya no sería isotérmico.

Cuando el proceso se repite para otras temperaturas, se obtienen trayectorias similares para los procesos de cambio de fase. Al conectar mediante una curva los estados de líquido saturado y vapor saturado, se obtiene el diagrama P-v de una sustancia pura, como ilustra la figura 3-19.

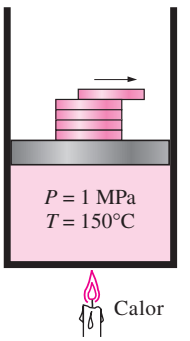


FIGURA 3-20

La presión de un dispositivo de cilindro-émbolo se puede disminuir al reducir el peso del émbolo.

Ampliación de los diagramas para incluir la fase sólida

Los dos diagramas de equilibrio desarrollados hasta ahora representan estados de equilibrio en los que sólo están presentes las fases líquida y de vapor. Sin embargo, es posible ampliar estos diagramas para incluir a la sólida, así como a las regiones de saturación sólido-líquido y sólido-vapor. Los principios básicos analizados junto con el proceso de cambio de fase líquido-vapor se aplican del mismo modo a los de sólido-líquido y sólido-vapor. La mayor parte de las sustancias se contraen durante un proceso de solidificación (es decir, congelación), pero otras, como el agua, se expanden cuando se congelan. Los diagramas P-v para los dos grupos de sustancias se muestran en las figuras 3-21 y 3-22, y ambos diagramas difieren sólo en la región de saturación sólido-líquido. Los diagramas T-v se ven muy similares a los diagramas P-v, en especial para sustancias que se contraen cuando se congelan.

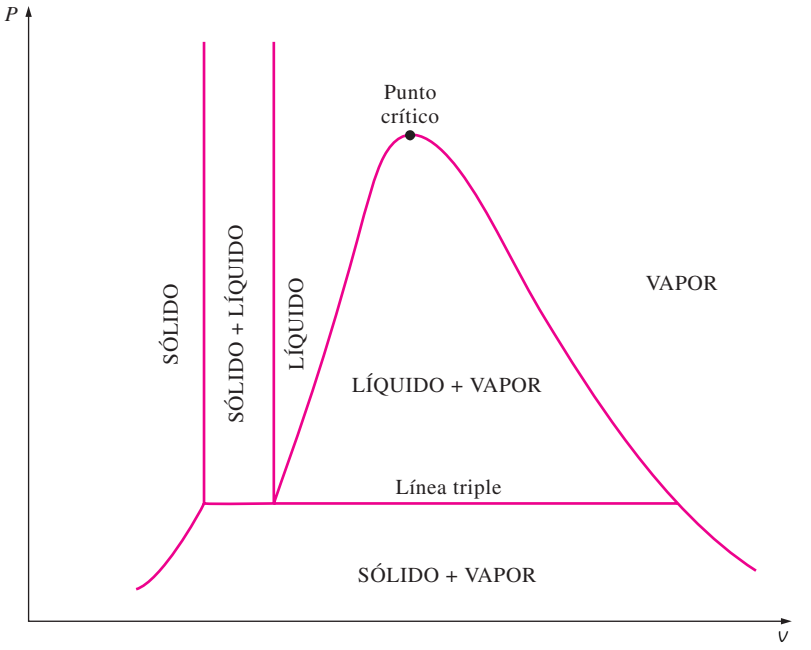


FIGURA 3-21
Diagrama *P*-*v* de una sustancia que se contrae al congelarse.

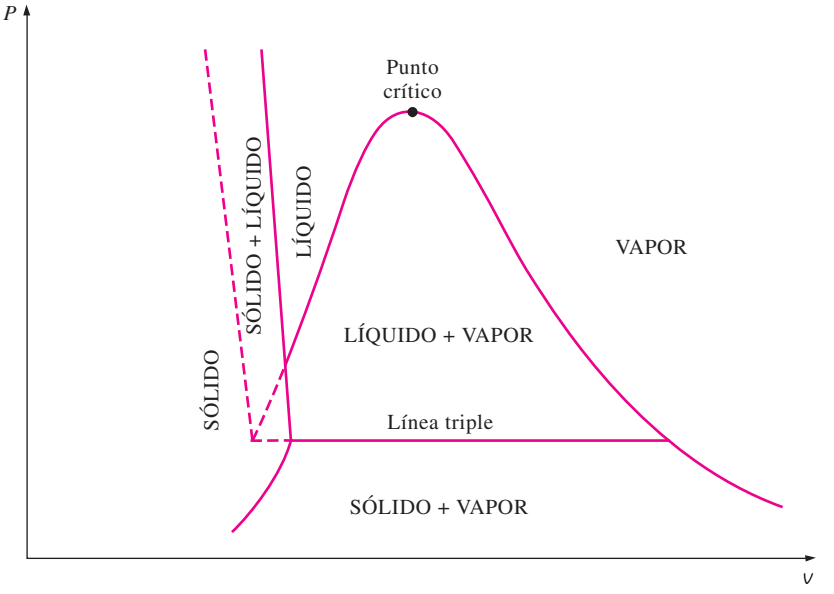


FIGURA 3-22
Diagrama *P*-*v* de una sustancia que se expande al congelarse (por ejemplo agua).

El hecho de que el agua se expanda al congelarse tiene consecuencias vitales en la naturaleza: si se contrajera cuando se congela, como sucede con la mayor parte de las sustancias, el hielo formado sería más pesado que el agua líquida y se asentaría en el fondo de ríos, lagos u océanos, en lugar de flotar en la superficie. Los rayos del Sol nunca alcanzarían estas capas de hielo y los fondos de muchos ríos, lagos y océanos se cubrirían con hielo casi todo el tiempo, lo cual afectaría seriamente la vida marina.

FIGURA 3-23
A la presión y temperatura del punto triple, una sustancia existe en tres fases en equilibrio.

Dos fases que están en equilibrio son algo muy familiar, pero en algunas condiciones las tres fases de una sustancia pura también coexisten en equilibrio (Fig. 3-23). En los diagramas P-v o T-v, estos estados de tres fases forman una línea llamada **línea triple**. Los estados que se hallan sobre la línea triple de una sustancia tienen la misma presión y temperatura, pero diferentes volúmenes específicos. Dicha línea aparece como un punto sobre los diagramas P-T; por lo tanto, se denomina **punto triple**. Las temperaturas y presiones de diversas sustancias en este punto se presentan en la tabla 3-3. Para el agua, la temperatura y presión del punto triple son 0.01°C y 0.6117 kPa, res-

TABLA 3-3

Temperaturas y presiones del punto triple de varias sustancias

Sustancia	Fórmula	T_{tp}, K	P_{tp}, kPa
Acetileno	C_2H_2	192.4	120
Agua	H_2O	273.16	0.61
Amoniaco	NH_3	195.40	6.076
Argón	A	83.81	68.9
Carbón (grafito)	C	3 900	10 100
Cloruro de hidrógeno	HCl	158.96	13.9
Deuterio	D_2	18.63	17.1
Dióxido de azufre	SO_2	197.69	1.67
Dióxido de carbono	CO_2	216.55	517
Etano	C_2H_6	89.89	8×10^{-4}
Etileno	C_2H_4	104.0	0.12
Helio 4 (punto λ)	He	2.19	5.1
Hexafluoruro de uranio	UF_6	337.17	151.7
Hidrógeno	H_2	13.84	7.04
Mercurio	Hg	234.2	1.65×10^{-7}
Metano	CH_4	90.68	11.7
Monóxido de carbono	CO	68.10	15.37
Neón	Ne	24.57	43.2
Nitrógeno	N_2	63.18	12.6
Óxido nítrico	NO	109.50	21.92
Óxido nitroso	N_2O	182.34	87.85
Oxígeno	O_2	54.36	0.152
Paladio	Pd	1 825	3.5×10^{-3}
Platino	Pt	2 045	2.0×10^{-4}
Titanio	Ti	1 941	5.3×10^{-3}
Xenón	Xe	161.3	81.5
Zinc	Zn	692.65	0.065

Fuente: Datos del National Bureau of Standards (U.S). Circ., 500 (1952).

FIGURA 3-24

A presiones bajas (inferiores al valor del punto triple), los sólidos se evaporan sin fundirse primero (*sublimación*).

pectivamente. Es decir, las tres fases del agua existirán en equilibrio sólo si la temperatura y la presión tienen precisamente estos valores. Ninguna sustancia puede existir en la fase líquida en equilibrio estable a presiones menores que la del punto triple. Lo mismo sucede con la temperatura de sustancias que se contraen al congelarse. Sin embargo, las sustancias que se hayan a altas presiones existen en la fase líquida a temperaturas menores que la del punto triple; como el agua, que no puede existir en forma líquida en equilibrio a presión atmosférica y temperaturas inferiores a 0°C, pero existe como un líquido a −20°C y 200 MPa de presión. Además, el hielo existe en siete diferentes fases sólidas a presiones superiores a 100 MPa.

Hay dos maneras en que una sustancia puede pasar de la fase sólida a la de vapor, ya sea que se funda primero en un líquido y después se evapore, o que se evapore directamente sin haberse fundido previamente. El último caso ocurre a presiones inferiores al valor del punto triple, ya que una sustancia pura no puede existir en la fase líquida a esas presiones (Fig. 3-24). El paso directo de la fase sólida a la de vapor se denomina **sublimación**. Para sustancias que tienen una presión de punto triple superior a la presión atmosférica, como el CO_2 sólido (hielo seco), la sublimación es la única manera de cambiar de la fase sólida a la de vapor en condiciones atmosféricas.

3 Diagrama *P-T*

En la figura 3-25 se ilustra el diagrama *P-T* de una sustancia pura, el cual se conoce como **diagrama de fase** porque las tres fases están separadas entre sí por tres líneas: la de sublimación separa las regiones sólida y de vapor, la de evaporación divide las regiones líquida y de vapor, y la de fusión separa las regiones sólida y líquida. Estas tres líneas convergen en el punto triple, donde las tres fases coexisten en equilibrio. La línea de evaporación finaliza en el punto crítico porque arriba de éste no es posible distinguir las fases líquida y de vapor. Las sustancias que se expanden y contraen al congelarse difieren sólo en la línea de fusión en el diagrama *P-T*.

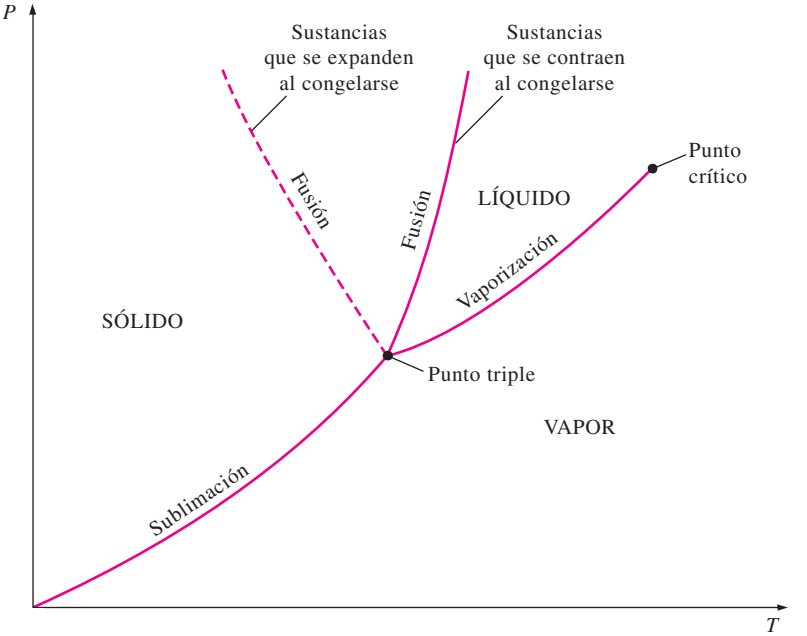


FIGURA 3-25

Diagrama *P-T* de sustancias puras.

Superficie *P-v-T*

El estado de una sustancia compresible simple se determina mediante cualquiera de dos propiedades intensivas independientes: una vez que se han fijado las dos propiedades, todas las demás se vuelven dependientes. Como cualquier ecuación con dos variables independientes en la forma $z = z(x, y)$ representa una superficie en el espacio, es posible representar el comportamiento P-v-T de una sustancia como una superficie en el espacio, como se muestra en las figuras 3-26 y 3-27, en las que T y v podrían considerarse co-

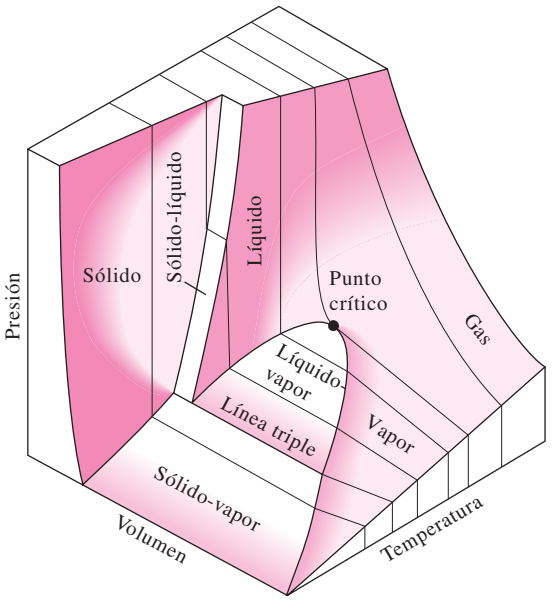


FIGURA 3-26
Superficie P-v-T de una sustancia que se *contrae* al congelarse.

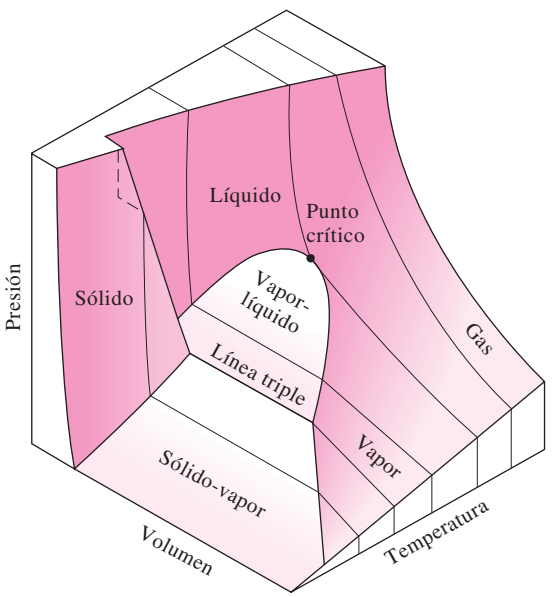
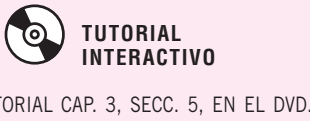


FIGURA 3-27
Superficie P-v-T de una sustancia que se *expande* al congelarse (como el agua).

mo las variables independientes (la base) y P la variable dependiente (la altura).

Todos los puntos sobre la superficie representan estados de equilibrio. La totalidad de los estados a lo largo de la trayectoria de un proceso de cuasiequilibrio yacen sobre la superficie P-v-T, ya que tal proceso debe pasar por estados de equilibrio. Las regiones de una sola fase aparecen como superficies curvas sobre la superficie P-v-T, mientras que las de dos como superficies perpendiculares al plano P-T. Esto es de esperarse porque las proyecciones de las regiones de dos fases sobre el plano P-T son líneas.

Todos de los diagramas bidimensionales expuestos hasta ahora son proyecciones de esta superficie tridimensional sobre los planos apropiados. Un diagrama P-v es sólo una proyección de la superficie P-v-T sobre el plano P-v, mientras que el diagrama T-v es una proyección vista desde arriba de esta superficie. Las superficies P-v-T presentan de inmediato una gran cantidad de información, pero en un análisis termodinámico es más conveniente trabajar con diagramas bidimensionales, como los diagramas P-v y T-v.



TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 3, SECC. 5, EN EL DVD.

3-5 ▪ TABLAS DE PROPIEDADES

Para la mayor parte de las sustancias, las relaciones entre propiedades termodinámicas son demasiado complejas para expresarse por medio de ecuaciones simples; por lo tanto, las propiedades suelen presentarse en forma de tablas. Algunas propiedades termodinámicas se miden con facilidad, pero otras no y deben calcularse a través de las relaciones que mantienen propiedades medibles. Los resultados de estas mediciones y cálculos se presentan en tablas con un formato conveniente. En el siguiente análisis se utilizan tablas de vapor para mostrar el uso de tablas de propiedades termodinámicas. Para otras sustancias, las tablas de propiedades se utilizan de la misma manera.

Para cada sustancia las propiedades termodinámicas se listan en más de una tabla, ya que se prepara una para cada región de interés, como las de vapor sobrecalentado, de líquido comprimido y de saturación (mezcla). Estas tablas se presentan en el apéndice del libro, tanto en unidades del SI como inglesas. Las que están en unidades inglesas tienen el mismo número que las correspondientes en el SI, seguidas de un identificador E. Las tablas A-6 y A-6E, por ejemplo, contienen las propiedades del vapor de agua sobrecalentado, la primera en unidades del SI y la segunda en inglesas. Antes de iniciar la exposición de las tablas es conveniente definir una nueva propiedad llamada *entalpía*.

Entalpía: una propiedad de combinación

Quien examine las tablas notará dos nuevas propiedades: entalpía h y entropía s. La entropía es una propiedad relacionada con la segunda ley de la termodinámica y no se usará hasta definirla formalmente en el capítulo 7. Pero en éste sí es conveniente introducir la entalpía.

En el análisis de cierto tipo de procesos, particularmente en la generación de potencia y en refrigeración (Fig. 3-28), a menudo se encuentra la combinación de propiedades $u + Pv$. Para simplificar y por conveniencia, esta combinación se define como una nueva propiedad, **entalpía**, la cual se representa mediante el símbolo h:

$$h = u + Pv \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{3-1}$$

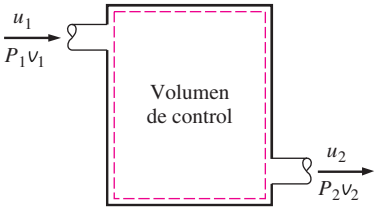


FIGURA 3-28

La combinación $u + Pv$ suele encontrarse en el análisis de volúmenes de control.

o bien,

$$H = U + P\mathcal{V} \qquad \text{(kJ)} \tag{3-2}$$

Tanto la entalpía total H, como la entalpía específica h, se indican simplemente como entalpía, ya que el contexto aclarará de cuál se habla. Observe que las ecuaciones anteriores son dimensionalmente homogéneas, es decir, la unidad del producto presión-volumen difiere de la unidad de la energía interna en un solo factor (Fig. 3-29). Por ejemplo, es fácil mostrar que 1 kPa · m^3 = 1 kJ. En algunas tablas no se incluye la energía interna u, pero se determina a partir de $u = h - P\mathcal{V}$.

El extendido uso de la propiedad entalpía se debe al profesor Richard Mollier, quien reconoció la importancia del grupo $u + P\mathcal{V}$ en el análisis de turbinas de vapor y en la representación de las propiedades del vapor en forma tabular y gráfica (como en el famoso diagrama de Mollier). Mollier se refirió al grupo $u + P\mathcal{V}$ como *contenido de calor* y *calor total*, términos que no eran muy congruentes con la terminología de la termodinámica moderna por lo que se sustituyeron en la década de los treinta por el término *entalpía* (de la palabra griega *enthalpien* que significa *calentar*).

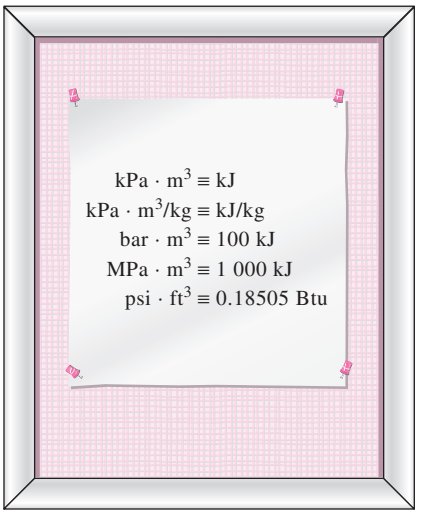


FIGURA 3-29
El producto *presión* × *volumen* tiene unidades de energía.

1*a* Estados de líquido saturado y de vapor saturado

Las propiedades de líquido saturado y de vapor saturado para el agua se enumeran en las tablas A-4 y A-5, las cuales proporcionan la misma información pero con una única diferencia: en la A-4 las propiedades se enumeran a partir de la temperatura y en la A-5 por la presión. En consecuencia, es más conveniente utilizar la A-4 cuando se tiene la *temperatura* y la A-5 cuando se tiene la *presión*. El uso de la tabla A-4 se ilustra en la figura 3-30.

El subíndice f se emplea para denotar propiedades de un líquido saturado y el subíndice g para expresar las propiedades de vapor saturado. Estos símbolos son de uso común en termodinámica y provienen del alemán. Otro subíndice común es fg, el cual denota la diferencia entre los valores de vapor saturado y líquido saturado de la misma propiedad. Por ejemplo,

$\mathcal{V}_f$ = volumen específico del líquido saturado

$\mathcal{V}_g$ = volumen específico del vapor saturado

$\mathcal{V}_{fg}$ = diferencia entre $\mathcal{V}_g$ y $\mathcal{V}_f$ (es decir, $\mathcal{V}_{fg} = \mathcal{V}_g - \mathcal{V}_f$)

La cantidad h_{fg} es la **entalpía de vaporización** (o calor latente de vaporización) y representa la cantidad de energía necesaria para evaporar una masa unitaria de líquido saturado a una temperatura o presión determinadas. Disminuye cuando aumenta la temperatura o la presión y se vuelve cero en el punto crítico.

Temp. °C T	Pres. sat. kPa P_{sat}	Volumen específico m^3/kg Líquido sat. $\mathcal{V}_f$	Vapor sat. $\mathcal{V}_g$
85	57.868	0.001032	2.8261
90	70.183	0.001036	2.3593
95	84.609	0.001040	1.9808

Temperatura específica
Presión de saturación correspondiente
Volumen específico del líquido saturado
Volumen específico del vapor saturado

FIGURA 3-30
Lista parcial de la tabla A-4.

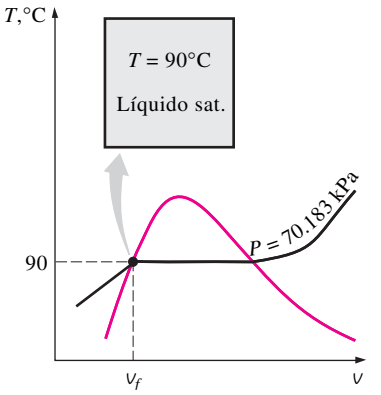


FIGURA 3-31
Esquema y diagrama T-v para el ejemplo 3-1.

EJEMPLO 3-1 Temperatura del líquido saturado en un cilindro

Un recipiente rígido contiene 50 kg de agua líquida saturada a 90°C. Determine la presión en el recipiente y el volumen del mismo.

Solución Un recipiente rígido contiene agua líquida saturada. Se determinarán la presión y el volumen del recipiente.
Análisis El estado del agua líquida saturada se muestra en un diagrama T-v, en la figura 3-31. Puesto que en el recipiente existen condiciones de saturación, la presión debe ser la presión de saturación a 90°C:

$$P = P_{\text{sat @ 90°C}} = \mathbf{70.183\ kPa} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

El volumen específico del líquido saturado a 90°C es

$$v = v_{f\ @\ 90°\text{C}} = 0.001036\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

Entonces el volumen total del recipiente es

$$V = mv = (50\ \text{kg})(0.001036\ \text{m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0.0518\ m^3}$$

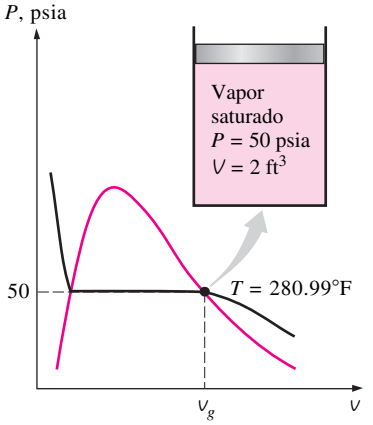


FIGURA 3-32
Esquema y diagrama P-V para el ejemplo 3-2.

EJEMPLO 3-2 Temperatura del vapor saturado en un cilindro

Un dispositivo que consta de cilindro-émbolo contiene 2 pies^3 de vapor de agua saturado a 50 psia de presión. Determine la temperatura y la masa del vapor dentro del cilindro.

Solución Un cilindro contiene vapor de agua saturado. Se determinarán la temperatura y la masa del vapor.
Análisis El estado del vapor saturado se muestra en un diagrama P-v, en la figura 3-32. Puesto que el cilindro contiene vapor saturado a 50 psia, la temperatura interior debe ser la temperatura de saturación a esta presión:

$$T = T_{\text{sat @ 50psia}} = \mathbf{280.99°F} \qquad \text{(Tabla A-5E)}$$

El volumen específico del vapor saturado a 50 psia es

$$v = v_{g\ @\ 50\ \text{psia}} = 8.5175\ \text{pies}^3/\text{lbm} \qquad \text{(Tabla A-5E)}$$

Entonces la masa del vapor de agua dentro del cilindro es

$$m = \frac{V}{v} = \frac{2\ \text{ft}^3}{8.5175\ \text{ft}^3/\text{lbm}} = \mathbf{0.235\ lbm}$$

EJEMPLO 3-3 Cambio de volumen y energía durante la evaporación

Una masa de 200 gramos de agua líquida saturada se evapora por completo a una presión constante de 100 kPa. Determine *a*) el cambio de volumen y *b*) la cantidad de energía transferida al agua.

Solución Se evapora agua líquida saturada a presión constante. Se determinarán el cambio de volumen y la energía transferida.
Análisis *a*) El proceso descrito se ilustra en un diagrama P-v, en la figura 3-33. El cambio de volumen por unidad de masa durante el proceso de evapo-

ración es v_{fg}, que es la diferencia entre v_g y v_f. Al tomar de la tabla A-5 estos valores a 100 kPa y sustituir, se obtiene

$$v_{fg} = v_g - v_f = 1.6941 - 0.001043 = 1.6931 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Por lo tanto,

$$\Delta V = mv_{fg} = (0.2 \text{ kg})(1.6931 \text{ m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0.3386 \text{ m}^3}$$

b) La cantidad de energía necesaria para evaporar una masa unitaria de sustancia a una determinada presión es la entalpía de evaporación a esa presión, que es h_{fg} = 2 257.5 kJ/kg para el agua a 100 kPa. Por lo tanto, la cantidad de energía transferida es

$$mh_{fg} = (0.2 \text{ kg})(2\,257.5 \text{ kJ/kg}) = \mathbf{451.5 \text{ kJ}}$$

Explicación Observe que se han considerado los primeros cuatro dígitos decimales de v_{fg} mientras que el resto no se toma en cuenta. Esto porque v_g posee números significativos solamente hasta los primeros cuatro decimales y se desconocen los números de los otros lugares decimales. Copiar de la calculadora todos los dígitos significaría que se está suponiendo v_g = 1.694100, lo cual no es necesariamente el caso, ya que bien podría ser que v_g = 1.694138, porque este número también se trunca en 1.6941. Todos los dígitos del resultado (1.6931) son significativos, pero si no se truncara el resultado, se obtendría v_{fg} = 1.693057, lo cual implica falsamente que el resultado es preciso hasta el sexto decimal.

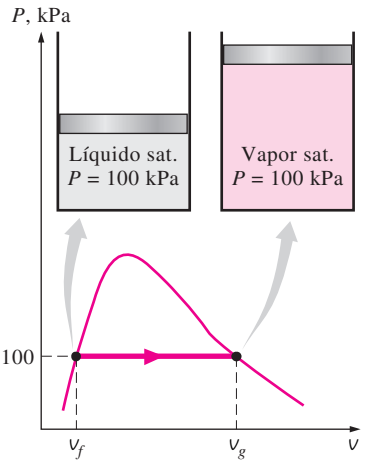


FIGURA 3-33
Esquema y diagrama *P*-*v* para el ejemplo 3-3.

1*b* Mezcla saturada de líquido-vapor

Durante un proceso de evaporación, una sustancia existe como una parte líquida y otra de vapor, es decir, es una mezcla de líquido saturado y vapor saturado (Fig. 3-34). Para analizar esta mezcla de manera apropiada, es necesario conocer en qué proporciones se hallan dentro de la mezcla las fases líquida y de vapor. Esto se consigue definiendo una nueva propiedad llamada la **calidad** x como la razón entre la masa de vapor y la masa total de la mezcla:

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{total}}} \qquad \textbf{(3-3)}$$

donde

$$m_{\text{total}} = m_{\text{líquido}} + m_{\text{vapor}} = m_f + m_g$$

La calidad tiene significado sólo para *mezclas saturadas*, de ahí que para las regiones de líquido comprimido o de vapor sobrecalentado no lo tenga. Su valor está entre 0 y 1: la calidad de un sistema compuesto por *líquido saturado* es 0 (o 0 por ciento) y la de uno compuesto por *vapor saturado* es 1 (o 100 por ciento). En mezclas saturadas, la calidad puede servir como una de las dos propiedades intensivas independientes necesarias para describir un estado. Observe que *las propiedades del líquido saturado son las mismas ya sea que éste exista solo o en una mezcla con vapor saturado*. Durante el proceso de vaporización sólo cambia la cantidad de líquido saturado, no sus propiedades, y lo mismo sucede con el vapor saturado.

Una mezcla saturada se puede tratar como una combinación de dos subsistemas: el del líquido saturado y el del vapor saturado. Sin embargo, por lo general se desconoce la cantidad de masa en cada fase; por lo tanto, suele ser más conveniente imaginar que las dos fases se encuentran bien mezcladas y

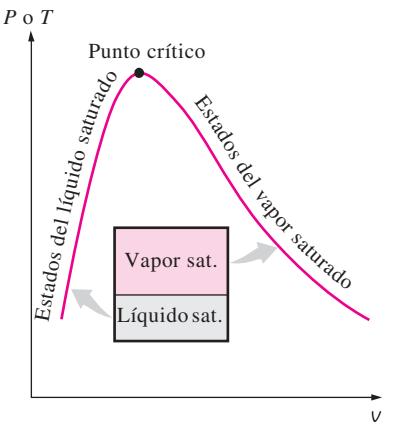


FIGURA 3-34
Las cantidades relativas de las fases líquida y de vapor en una mezcla saturada se especifican mediante la *calidad x*.

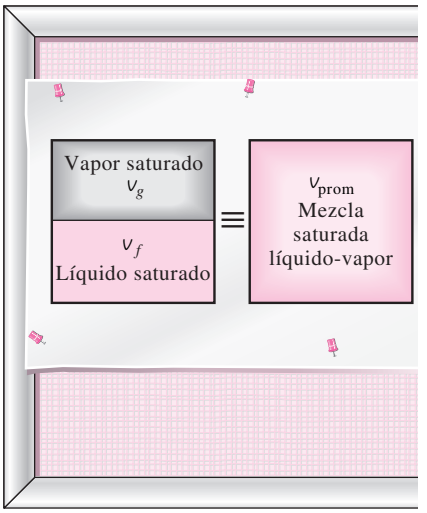


FIGURA 3-35
Por convención, un sistema de dos fases se puede tratar como una mezcla homogénea.

forman una mezcla homogénea (Fig. 3-35). Entonces, las propiedades de esta "mezcla" serán las propiedades promedio de la mezcla saturada líquido-vapor que se hayan considerado. Esto se ejemplifica a continuación.

Un recipiente contiene una mezcla saturada líquido-vapor. El volumen ocupado por el líquido saturado es V_f, mientras que el volumen para el vapor saturado es V_g. El volumen totale V es la suma de los dos:

$$V = V_f + V_g$$

$$V = mv \longrightarrow m_t v_{prom} = m_f v_f + m_g v_g$$

$$m_f = m_t - m_g \longrightarrow m_t v_{prom} = (m_t - m_g)v_f + m_g v_g$$

Al dividir entre m_t, se obtiene

$$v_{prom} = (1 - x)v_f + x v_g$$

puesto que $x = m_g/m_t$. Esta relación se puede expresar también como

$$v_{prom} = v_f + x v_{fg} \qquad (\text{m}^3/\text{kg}) \tag{3-4}$$

donde $v_{fg} = v_g - v_f$. Si se despeja la calidad, se obtiene

$$x = \frac{v_{prom} - v_f}{v_{fg}} \tag{3-5}$$

Con base en esta ecuación, la calidad se puede relacionar con las distancias horizontales en un diagrama P-v o T-v (Fig. 3-36). A una temperatura o presión dadas, el numerador de la ecuación 3-5 es la distancia entre el estado real y el estado del líquido saturado, mientras el denominador es la longitud de toda la recta horizontal que une los estados de líquido saturado y vapor saturado. Un estado de calidad de 50 por ciento queda a la mitad de la recta horizontal.

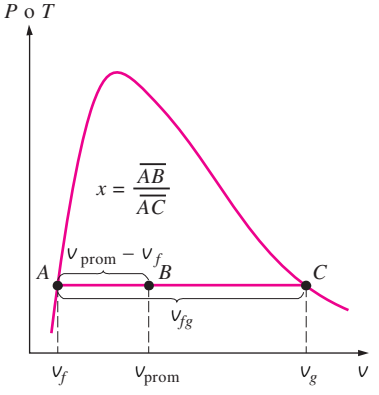


FIGURA 3-36
La calidad se relaciona con las distancias horizontales en diagramas P-v y T-v.

Es posible repetir el análisis anterior para la energía interna y la entalpía, con los siguientes resultados:

$$u_{prom} = u_f + x u_{fg} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{3-6}$$

$$h_{prom} = h_f + x h_{fg} \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{3-7}$$

Todos los resultados tienen el mismo formato, y se pueden resumir en una sola ecuación como

$$y_{prom} = y_f + x y_{fg}$$

donde y es v, u o h. El subíndice "prom" (para "promedio") normalmente se elimina para simplificar. Los valores de las propiedades promedio de las mezclas están siempre *entre* los valores del líquido saturado y las propiedades de vapor saturado (Fig. 3-37). Es decir,

$$y_f \le y_{prom} \le y_g$$

Por último, todos los estados de mezcla saturada se localizan bajo la curva de saturación; por lo tanto, para analizar mezclas saturadas todo lo que se necesita son los datos de líquido y de vapor saturados (Tablas A-4 y A-5 para el caso del agua).

EJEMPLO 3-4 Presión y volumen de una mezcla saturada

Un recipiente rígido contiene 10 kg de agua a 90°C. Si 8 kg del agua están en forma líquida y el resto como vapor, determine *a*) la presión en el recipiente y *b*) el volumen del recipiente.

Solución Un recipiente rígido contiene una mezcla saturada. Se determinarán la presión y el volumen del recipiente.

Análisis *a*) El estado de la mezcla saturada líquido-vapor se muestra en la figura 3-38. Como las dos fases coexisten en equilibrio, se tiene una mezcla saturada y la presión debe ser la de saturación a la temperatura dada:

$$P = P_{\text{sat @ 90°C}} = \mathbf{70.183\ kPa} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

b) A 90°C, se tiene $v_f = 0.001036\ \text{m}^3/\text{kg}$ y $v_g = 2.3593\ \text{m}^3/\text{kg}$ (Tabla A-4). Una manera de hallar el volumen del recipiente es determinar el volumen que ocupa cada fase y luego sumarlos:

$$\begin{aligned} V &= V_f + V_g = m_f v_f + m_g v_g \\ &= (8\ \text{kg})(0.001036\ \text{m}^3/\text{kg}) + (2\ \text{kg})(2.3593\ \text{m}^3/\text{kg}) \\ &= \mathbf{4.73\ m^3} \end{aligned}$$

Otra forma es determinar primero la calidad x, luego el volumen específico promedio v y, por último, el volumen total:

$$x = \frac{m_g}{m_t} = \frac{2\ \text{kg}}{10\ \text{kg}} = 0.2$$

$$\begin{aligned} v &= v_f + x v_{fg} \\ &= 0.001036\ \text{m}^3/\text{kg} + (0.2)[(2.3593 - 0.001036)\ \text{m}^3/\text{kg}] \\ &= 0.473\ \text{m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

y

$$V = mv = (10\ \text{kg})(0.473\ \text{m}^3/\text{kg}) = 4.73\ \text{m}^3$$

Explicación Al parecer, el primer método es más fácil en este caso porque se cuenta con el dato de las masas para cada fase. Sin embargo, en la mayoría de los casos no se cuenta con las masas de cada fase y el segundo método es más conveniente.

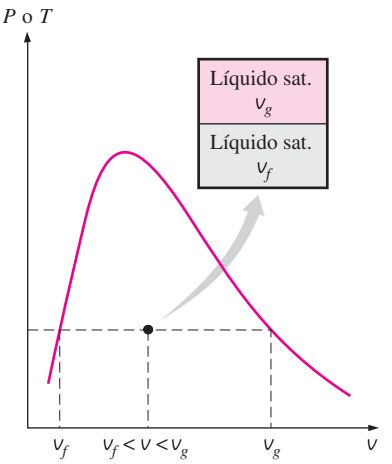


FIGURA 3-37
El valor v de una mezcla saturada líquido-vapor yace entre los valores v_f y v_g a T o P específicas.

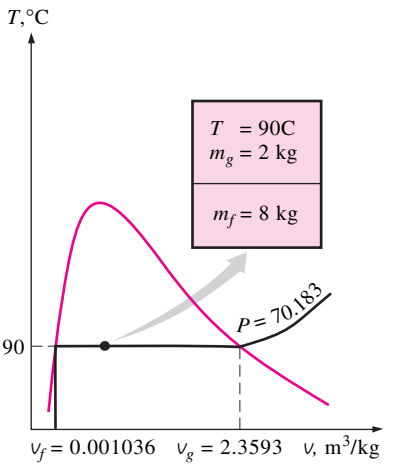


FIGURA 3-38
Esquema y diagrama T-v para el ejemplo 3-4.

EJEMPLO 3-5 Propiedades de mezcla saturada líquido-vapor

Un recipiente de 80 L contiene 4 kg de refrigerante 134a a una presión de 160 kPa. Determine *a*) la temperatura, *b*) la calidad, *c*) la entalpía del refrigerante y *d*) el volumen que ocupa la fase vapor.

Solución Un recipiente está lleno con refrigerante 134a y se determinarán algunas propiedades del refrigerante.

Análisis *a*) El estado de la mezcla saturada líquido-vapor se muestra en la figura 3-39. No se sabe si el refrigerante está en la región de líquido comprimi-

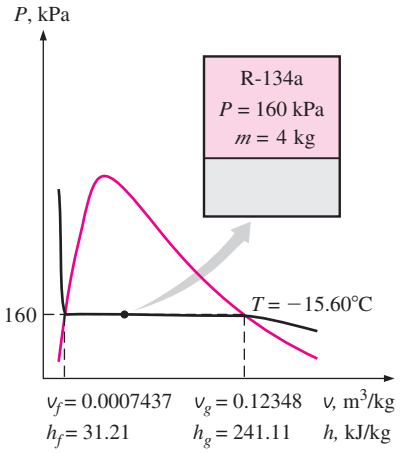


FIGURA 3-39
Esquema y diagrama *P*-*v* para el ejemplo 3-5.

do, vapor sobrecalentado o mezcla saturada, pero es posible determinarlo al comparar una propiedad adecuada con los valores del líquido y el vapor saturados. De la información dada, se puede determinar el volumen específico:

$$v = \frac{V}{m} = \frac{0.080\ \text{m}^3}{4\ \text{kg}} = 0.02\ \text{m}^3/\text{kg}$$

A 160 kPa se toma de la tabla

$$v_f = 0.0007437\ \text{m}^3/\text{kg}$$
$$v_g = 0.12348\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tabla A-12)}$$

Resulta obvio que $v_f < v < v_g$, y que el refrigerante está en la región de mezcla saturada, de manera que la temperatura debe ser la de saturación a la presión especificada:

$$T = T_{\text{sat @ 160 kPa}} = \mathbf{-15.60°C}$$

b) La calidad se puede determinar a partir de

$$x = \frac{v - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.02 - 0.0007437}{0.12348 - 0.0007437} = \mathbf{0.157}$$

c) A 160 kPa, se toma de la tabla A-12 que $h_f = 31.21$ kJ/kg y $h_{fg} = 209.90$ kJ/kg. Entonces,

$$h = h_f + xh_{fg}$$
$$= 31.21\ \text{kJ/kg} + (0.157)(209.90\ \text{kJ/kg})$$
$$= \mathbf{64.2\ kJ/kg}$$

d) La masa del vapor es

$$m_g = xm_t = (0.157)(4\ \text{kg}) = 0.628\ \text{kg}$$

y el volumen que ocupa la fase vapor es

$$V_g = m_g v_g = (0.628\ \text{kg})(0.12348\ \text{m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0.0775\ m^3}\ (\text{o } 77.5\ \text{L})$$

El resto del volumen (2.5 L) lo ocupa el líquido.

T,°C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg
	P = 0.1 MPa (99.61°C)		
Sat.	1.6941	2 505.6	2 675.0
100	1.6959	2 506.2	2 675.8
150	1.9367	2 582.9	2 776.6
⋮	⋮	⋮	⋮
1 300	7.2605	4 687.2	5 413.3
	P = 0.5 MPa (151.83°C)		
Sat.	0.37483	2 560.7	2 748.1
200	0.42503	2 643.3	2 855.8
250	0.47443	2 723.8	2 961.0

FIGURA 3-40
Una lista parcial de la tabla A-6.

Las tablas de propiedades también contienen información para mezclas saturadas de sólido-vapor. Por ejemplo, las propiedades de mezclas saturadas hielo-vapor de agua se listan en la tabla A-8. Las mezclas saturadas sólido-vapor se manejan igual que las mezclas saturadas de líquido-vapor.

2 Vapor sobrecalentado

En la región situada a la derecha de la línea de vapor saturado y a temperaturas superiores a la temperatura en el punto crítico, una sustancia existe como vapor sobrecalentado. Como la región sobrecalentada es de una sola fase (únicamente la de vapor), la temperatura y la presión ya no son propiedades dependientes y pueden usarse de manera conveniente como dos propiedades independientes en las tablas. El formato de las tablas de vapor sobrecalentado se ilustra en la figura 3-40.

En estas tablas, las propiedades se indican a la derecha de la temperatura para presiones seleccionadas, empezando por los datos de vapor saturado. La temperatura de saturación se da entre paréntesis después del valor de presión.

En comparación con el vapor saturado, el sobrecalentado se caracteriza por

Presiones menores ($P < P_{sat}$ a una T dada)
Temperaturas superiores ($T > T_{sat}$ a una P dada)
Volúmenes específicos superiores ($v > v_g$ a una P o T dada)
Energías internas superiores ($u > u_g$ a determinadas P o T)
Entalpías superiores ($h > h_g$ a P o T específicas)

EJEMPLO 3-6 Energía interna del vapor sobrecalentado

Determine la energía interna del agua a 20 psia y 400°F.

Solución Se determinará la energía interna del agua en un estado especificado.
Análisis A 20 psia la temperatura de saturación es 227.92°C. Como $T > T_{sat}$, el agua está en la región de vapor sobrecalentado, entonces la energía interna a la presión y temperatura dadas se determina, a partir de la tabla de vapor sobrecalentado (Tabla A-6E), como

$$u = \mathbf{1\ 145.1\ Btu/lbm}$$

EJEMPLO 3-7 Temperatura del vapor saturado

Determine la temperatura del agua en un estado de P = 0.5 MPa y h = 2 890 kJ/kg.

Solución Se determinará la temperatura del agua en un estado especificado.
Análisis At A 0.5 MPa la entalpía del vapor de agua saturado es h_g = 2 748.1 kJ/kg. Puesto que $h > h_g$, como se ilustra en la figura 3-41, se tiene de nuevo vapor sobrecalentado. Debajo de 0.5 MPa en la tabla A-6 se lee

T, °C	h, kJ/kg
200	2 855.8
250	2 961.0

Es evidente que la temperatura está entre 200 y 250°C. Por interpolación lineal se determina que es

$$T = \mathbf{216.3°C}$$

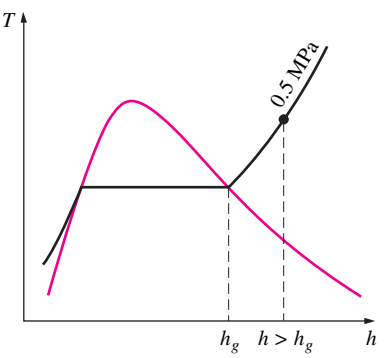


FIGURA 3-41
A una P específica, el vapor sobrecalentado existe a una h mayor respecto del vapor saturado (ejemplo 3-7).

3 Líquido comprimido

Las tablas para líquido comprimido no son muy comunes, por lo que la A-7 es la única que se presenta en este libro para dicho caso. El formato de la tabla A-7 es muy similar al de las de vapor sobrecalentado. Una de las razones por las que no hay datos para líquido comprimido es la relativa independencia de sus propiedades respecto a la presión. La variación de las propiedades de líquido comprimido con la presión es muy ligera: aumentar 100 veces esta última ocasiona que las propiedades cambien menos de 1 por ciento.

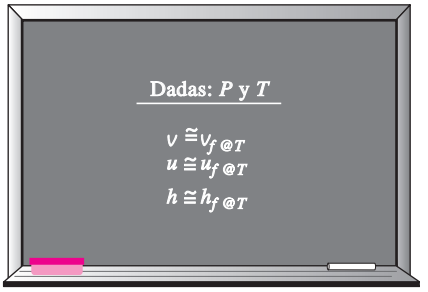


FIGURA 3-42
Un líquido comprimido se puede aproximar como un líquido saturado a la temperatura dada.

A falta de datos para líquido comprimido, una aproximación general *es considerar al líquido comprimido como un líquido saturado a la temperatura dada* (Fig. 3-42). Esto se debe a que las propiedades del líquido comprimido tienen mayor dependencia de la temperatura que de la presión. Así,

$$y \cong y_{f\,@\,T} \tag{3-8}$$

para líquidos comprimidos donde y es v, u o h. De estas tres, la propiedad cuyo valor es más sensible a las variaciones de presión es la entalpía h. Aunque la aproximación anterior produce un error insignificante en v y u, el error en h puede alcanzar niveles indeseables. Sin embargo, con h a presiones y temperaturas entre bajas y moderadas es posible reducir considerablemente el error al evaluar h a partir de

$$h \cong h_{f\,@\,T} + v_{f\,@\,T}\,(P - P_{\text{sat}\,@T}) \tag{3-9}$$

en vez de considerarla igual a h_f. Sin embargo, observe que la aproximación en la ecuación 3-9 no produce ninguna mejora importante a temperaturas y presiones entre moderadas y altas, e incluso podría resultar contraproducente y causar un error mayor debido a la corrección hecha a temperaturas y presiones muy altas (véase Kostic, referencia 4).

En general, un líquido comprimido está caracterizado por

Presiones superiores ($P > P_{\text{sat}}$ a una T dada)

Temperaturas inferiores ($T < T_{\text{sat}}$ a una P dada)

Volúmenes específicos inferiores ($v < v_f$ a una P o T dadas)

Energías internas inferiores ($u < u_f$ a una P o T dadas)

Entalpías inferiores ($h < h_f$ a una P o T dadas)

Al contrario del vapor sobrecalentado, las propiedades del líquido comprimido no son muy diferentes de los valores correspondientes para el líquido saturado.

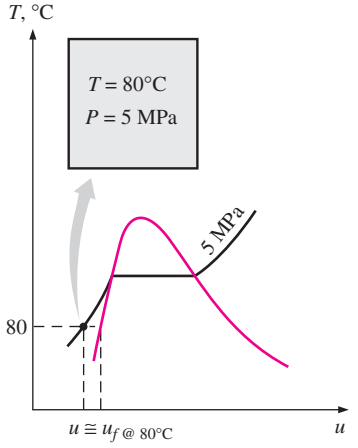


FIGURA 3-43
Esquema y diagrama T-u para el ejemplo 3-8.

EJEMPLO 3-8 Aproximación del líquido comprimido como líquido saturado

Determine la energía interna del agua líquida comprimida a 80°C y 5 MPa, con *a*) datos de la tabla para líquido comprimido y *b*) datos para líquido saturado. ¿Cuál es el error en el segundo caso?

Solución Se determinarán los valores exacto y aproximado de la energía interna del agua líquida.

Análisis A 80°C la presión de saturación del agua es 47.416 kPa, y como 5 MPa $>$ P_{sat}, es obvio que se tiene líquido comprimido, como se ilustra en la figura 3-43.

a) De la tabla de líquido comprimido (Tabla A-7)

$$\left.\begin{matrix} P = 5\ \text{MPa} \\ T = 80^\circ\text{C} \end{matrix}\right\} \quad u = \mathbf{333.82\ kJ/kg}$$

b) De la tabla de saturación (Tabla A-4), se lee

$$u \cong u_{f\,@\,80^\circ\text{C}} = \mathbf{334.97\ kJ/kg}$$

El error en que se incurre es

$$\frac{334.97 - 333.82}{333.82} \times 100 = \mathbf{0.34\%}$$

que es menor a 1 por ciento.

Estado de referencia y valores de referencia

Los valores de u, h y s no se pueden medir directamente y se calculan a partir de propiedades medibles mediante las relaciones entre propiedades termodinámicas. Sin embargo, con estas relaciones se obtienen los *cambios* en las propiedades y no sus valores en estados específicos. Por lo tanto, es necesario elegir un *estado de referencia* conveniente y asignar un valor *cero* para una propiedad o propiedades convenientes en ese estado: para el agua, el estado de líquido saturado a 0.01°C se toma como el estado de referencia, mientras que a la energía interna y la entropía se les asignan valores cero. Para el refrigerante 134a se toma como estado de referencia el del líquido saturado a −40°C, mientras que a entalpía y entropía se les da el valor cero. Observe que algunas propiedades tienen valores negativos como consecuencia del estado de referencia elegido.

En ocasiones, tablas diferentes muestran distintos valores para algunas propiedades en el mismo estado, como resultado de usar un estado de referencia diferente. A pesar de esto, la termodinámica se interesa por los cambios de las propiedades, por lo que el estado de referencia elegido no tiene consecuencias en los cálculos siempre que los valores empleados sean de un solo conjunto congruente de tablas o diagramas.

EJEMPLO 3-9 El uso de las tablas de vapor para determinar propiedades

Para el agua, determine las propiedades faltantes y las descripciones de fase en la siguiente tabla:

	T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	x	Descripción de fase
a)		200		0.6	
b)	125		1 600		
c)		1 000	2 950		
d)	75	500			
e)		850		0.0	

Solución Se determinarán en varios estados las propiedades y la descripción de fase del agua.

Análisis *a*) La calidad se da como $x = 0.6$, lo que significa que 60 por ciento de la masa está en la fase de vapor y 40 por ciento se encuentra en la fase líquida. Por lo tanto, se tiene una mezcla saturada líquido-vapor a una presión de 200 kPa. Entonces la temperatura debe ser la de saturación a la presión dada:

$$T = T_{\text{sat@200 kPa}} = \mathbf{120.21°C} \qquad \text{(Tabla A-5)}$$

A 200 kPa, se obtiene de la tabla A-5 que $u_f = 504.50$ kJ/kg y $u_{fg} = 2\,024.6$ kJ/kg. Entonces la energía interna promedio de la mezcla es

$$\begin{aligned} u &= u_f + xu_{fg} \\ &= 504.50 \text{ kJ/kg} + (0.6)(2\,024.6 \text{ kJ/kg}) \\ &= \mathbf{1\,719.26 \text{ kJ/kg}} \end{aligned}$$

b) Esta vez la temperatura y la energía interna están disponibles, pero se desconoce qué tabla usar para determinar las propiedades faltantes debido a que no hay un pista sobre si se tiene mezcla saturada, líquido comprimido o vapor sobrecalentado. Para determinar la región se recurre primero a la tabla de sa-

turación (Tabla A-4) y se determinan los valores de u_f y u_g a la temperatura dada. A 125°C, se lee $u_f = 524.83$ kJ/kg y $u_g = 2\,534.3$ kJ/kg. A continuación se compara el valor dado de u con estos valores de u_f y u_g recordando que

si	$u < u_f$	se tiene *líquido comprimido*
si	$u_f \leq u \leq u_g$	se tiene *mezcla saturada*
si	$u > u_g$	se tiene *vapor sobrecalentado*

El valor de u en este caso es 1 600, el cual cae entre los valores de u_f y u_g a 125°C. Por lo tanto, se trata de una mezcla saturada líquido-vapor. Entonces la presión debe ser la de saturación a la temperatura dada:

$$P = P_{\text{sat@125°C}} = \mathbf{232.23\ kPa} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

La calidad se determina a partir de

$$x = \frac{u - u_f}{u_{fg}} = \frac{1\,600 - 524.83}{2\,009.5} = \mathbf{0.535}$$

Los criterios anteriores para determinar si se tiene líquido comprimido, mezcla saturada o vapor sobrecalentado también se pueden usar cuando la entalpía h o el volumen específico v se dan en lugar de la energía interna u, o cuando se tiene la presión en vez de la temperatura.

c) Este caso es similar al *b*), excepto en que se da la presión en lugar de la temperatura. Siguiendo el argumento anterior, se leen los valores de u_f y u_g a la presión especificada: a 1 MPa, se tiene $u_f = 761.39$ kJ/kg y $u_g = 2\,582.8$ kJ/kg. El valor de u especificado es 2 950 kJ/kg, el cual es mucho mayor que el valor de u_g a 1 MPa. En consecuencia, se tiene vapor sobrecalentado y la temperatura en este estado se determina de la tabla de vapor sobrecalentado mediante interpolación, como

$$T = \mathbf{395.2°C} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

En este caso la columna de la calidad quedaría en blanco puesto que no tiene significado para un vapor sobrecalentado.

d) En este otro caso se dan la temperatura y la presión, pero nuevamente no se puede decir qué tabla usar para determinar las propiedades faltantes porque se ignora si se tiene mezcla saturada, líquido comprimido o vapor sobrecalentado. Para determinar la región de la que se trata, se recurre a la tabla de saturación (Tabla A-5) y se determina la temperatura de saturación a la presión dada: a 500 kPa, se tiene $T_{\text{sat}} = 151.83$°C. A continuación se compara el valor T dado con el de T_{sat}, sin olvidar que

si	$T < T_{\text{sat@}P\text{dada}}$	se tiene *líquido comprimido*
si	$T = T_{\text{sat@}P\text{dada}}$	se tiene *mezcla saturada*
si	$T > T_{\text{sat@}P\text{dada}}$	se tiene *vapor sobrecalentado*

Para el caso en cuestión, el valor de T dado es 75°C, el cual es menor que T_{sat} a la presión especificada. Por lo tanto, se tiene líquido comprimido (Fig. 3-44) y, comúnmente, se determinaría el valor de la energía interna a partir de la tabla de líquido comprimido, pero esta vez la presión dada es mucho menor que el valor mínimo de presión que aparece en la tabla de líquido comprimido (que es 5 MPa); por consiguiente, se justifica tratar el líquido comprimido como líquido saturado a la temperatura dada (*no* presión):

$$u \cong u_{f\,@\,75°C} = \mathbf{313.99\ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

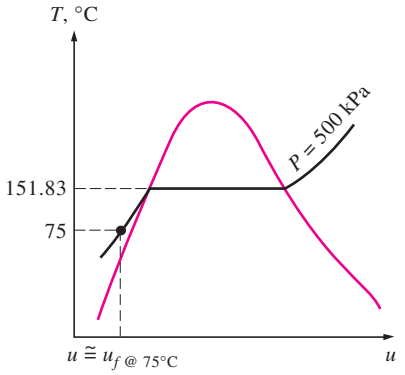


FIGURA 3-44
A P y T dadas, una sustancia pura existirá como un líquido comprimido si $T < T_{\text{sat @ }P}$.

En este caso, la columna de la calidad quedaría en blanco porque la calidad no tiene significado en la región de líquido comprimido.

e) La calidad se da como $x = 0$, por lo tanto, se tiene líquido saturado a la presión especificada de 850 kPa. Entonces la temperatura debe ser la de saturación a la presión dada, mientras que la energía interna debe tener el valor del líquido saturado:

$$T = T_{\text{sat @ 850kPa}} = \mathbf{172.94°C}$$
$$u = u_{f\,@\,850\text{kPa}} = \mathbf{731.00\ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-5)}$$

3-6 ▪ ECUACIÓN DE ESTADO DE GAS IDEAL

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 3, SECC. 6, EN EL DVD.

Las tablas proporcionan información muy exacta acerca de las propiedades, pero son voluminosas y vulnerables a errores tipográficos. Un enfoque más práctico y deseable sería tener entre las propiedades algunas relaciones simples que sean suficientemente generales y precisas.

Cualquier ecuación que relacione la presión, la temperatura y el volumen específico de una sustancia se denomina **ecuación de estado**. Las relaciones de propiedades que comprenden a otras pertenecientes a una sustancia que se halla en estados de equilibrio, también se conocen como ecuaciones de estado. Hay varias ecuaciones de estado, algunas sencillas y otras muy complejas: la más sencilla y mejor conocida para sustancias en la fase gaseosa es la ecuación de estado de gas ideal, la cual predice el comportamiento P-v-T de un gas con bastante exactitud, dentro de cierta región elegida adecuadamente.

Las palabras *gas* y *vapor* a menudo se utilizan como sinónimos y comúnmente a la fase de vapor de una sustancia se le llama *gas* cuando su temperatura es más alta que la temperatura crítica. El *vapor* normalmente implica un gas que no se encuentra muy alejado del estado de condensación.

En 1662 el inglés Robert Boyle observó durante sus experimentos con una cámara de vacío que la presión de los gases es inversamente proporcional a su volumen. En 1802, los franceses J. Charles y J. Gay-Lussac determinaron de modo experimental que a bajas presiones el volumen de un gas es proporcional a su temperatura. Es decir,

$$P = R\left(\frac{T}{v}\right)$$

o bien,

$$Pv = RT \qquad \textbf{(3-10)}$$

donde la constante de proporcionalidad R se denomina **constante de los gases**. La ecuación 3-10 es la **ecuación de estado de gas ideal**, o sencillamente **relación de gas ideal**; un gas que obedece esta relación recibe el nombre de **gas ideal**. En esta ecuación, P es la presión absoluta, T es la temperatura absoluta y v es el volumen específico.

La constante R es diferente para cada gas (Fig. 3-45) y se determina a partir de

$$R = \frac{R_u}{M} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K o kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})$$

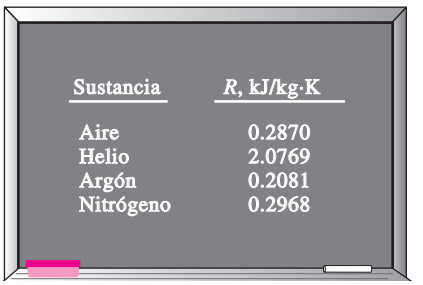


FIGURA 3-45
Sustancias diferentes tienen distintas constantes de gas.

donde R_u es la **constante universal de los gases** y M es la masa molar (llamada también *peso molecular*) del gas. La constante R_u es la misma para todas las sustancias y su valor es

$$R_u = \begin{cases} 8.31447\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K} \\ 8.31447\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kmol} \cdot \text{K} \\ 0.0831447\ \text{bar} \cdot \text{m}^3/\text{kmol} \cdot \text{K} \\ 1.98588\ \text{Btu/lbmol} \cdot \text{R} \\ 10.7316\ \text{psia} \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R} \\ 1545.37\ \text{ft} \cdot \text{lbf/lbmol} \cdot \text{R} \end{cases} \quad \textbf{(3-11)}$$

La **masa molar** M se define como *la masa de un mol* (llamada también *gramo-mol*, abreviado gmol) *de una sustancia en gramos*, o bien, *la masa de un kmol* (llamada también *kilogramo-mol*, abreviado kgmol) *en kilogramos*. En unidades inglesas es la masa de 1 lbmol en lbm. Note que por la forma en que está definida, la masa molar de una sustancia tiene el mismo valor numérico en ambos sistemas de unidades. Cuando se dice que la masa molar del nitrógeno es 28, significa que la masa de un kmol de nitrógeno es 28 kg, o que la masa de 1 lbmol de nitrógeno es 28 lbm. Es decir, $M = 28$ kg/kgmol $= 28$ lbm/lbmol. La masa de un sistema es igual al producto de su masa molar M y el número de moles N:

$$m = MN \qquad \text{(kg)} \quad \textbf{(3-12)}$$

Los valores de R y de M para varias sustancias se presentan en la tabla A-1.

La ecuación de estado del gas ideal se escribe de varias maneras diferentes:

$$V = mv \longrightarrow PV = mRT \quad \textbf{(3-13)}$$

$$mR = (MN)R = NR_u \longrightarrow PV = NR_uT \quad \textbf{(3-14)}$$

$$V = N\bar{v} \longrightarrow P\bar{v} = R_uT \quad \textbf{(3-15)}$$

donde $\bar{v}$ es el volumen molar específico, es decir, el volumen por unidad de mol (en m^3/kmol o ft^3/lbmol). En este libro, el guión que aparece arriba de una propiedad denota valores *basados en unidad de mol* (Fig. 3-46).

Al escribir dos veces la ecuación 3-13 para una masa fija y simplificar, las propiedades de un gas ideal en dos estados diferentes se relacionan entre sí por medio de

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_2V_2}{T_2} \quad \textbf{(3-16)}$$

Un gas ideal es una sustancia *imaginaria* que obedece a la relación $Pv = RT$ (Fig. 3-47). Experimentalmente, se ha observado que la relación de gas ideal se aproxima mucho al comportamiento P-v-T de los gases reales a bajas densidades: ya que bajo condiciones que implican presiones bajas y temperaturas altas la densidad de un gas disminuye y se comporta como gas ideal. Baja presión y alta temperatura se explicarán posteriormente.

Para intereses prácticos, muchos gases familiares como el aire, nitrógeno, oxígeno, hidrógeno, helio, argón, neón, criptón e incluso algunos más pesados como el dióxido de carbono, pueden tratarse como gases ideales con un margen de error insignificante (con frecuencia menor a 1 por ciento). Sin embargo, los gases densos, como el vapor de agua en las centrales eléctricas y el vapor de refrigerante en los refrigeradores, no deben considerarse como gases ideales, por lo que es necesario usar tablas de propiedades.

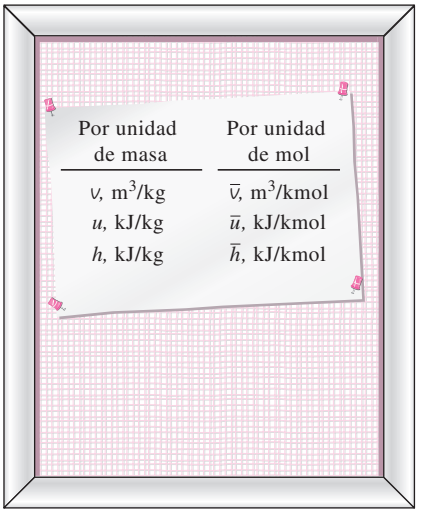


FIGURA 3-46
Las propiedades por unidad de mol se denotan con un guión superior.

FIGURA 3-47
La relación de gas ideal suele no ser aplicable a gases reales; por consiguiente, se debe tener cuidado al usarla.

© Reimpreso con autorización especial de King Features Syndicate.

EJEMPLO 3-10 Masa del aire en una habitación

Determine la masa del aire en una habitación cuyas dimensiones son 4 × 5 × 6 m a 100 kPa y 25°C.

Solución Se determinará la masa del aire en una habitación.

Análisis En la figura 3-48 se bosqueja la habitación. El aire en las condiciones especificadas se puede tratar como un gas ideal. De la tabla A-1, la constante de gas del aire es $R = 0.287$ kPa · m³/kg · K, mientras que su temperatura absoluta es $T = 25°C + 273 = 298$ K. El volumen de la habitación es

$$V = (4\text{ m})(5\text{ m})(6\text{ m}) = 120\text{ m}^3$$

La masa de aire en la habitación se determina a partir de la relación del gas ideal como

$$m = \frac{PV}{RT} = \frac{(100\text{ kPa})(120\text{ m}^3)}{(0.287\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(298\text{ K})} = \mathbf{140.3\text{ kg}}$$

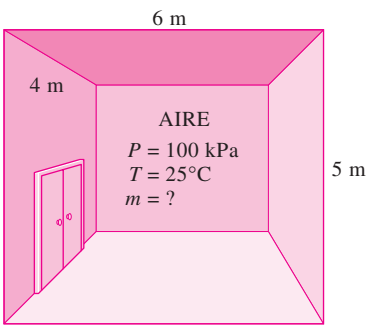


FIGURA 3-48
Esquema para el ejemplo 3-10.

¿El vapor de agua es un gas ideal?

Esta pregunta no se contesta con un simple sí o no. El error en que se incurre al considerar el vapor de agua como un gas ideal se calcula y grafica en la figura 3-49, en la que es claro que a presiones inferiores a 10 kPa el vapor de agua se puede considerar como un gas ideal, sin importar su temperatura, con un error insignificante (menos de 0.1 por ciento). Sin embargo, a presiones superiores suponer que el vapor de agua es un gas ideal produce errores inaceptables, en particular en la vecindad del punto crítico y la línea de vapor saturado (arriba de 100 por ciento). Por lo tanto, para sistemas de aire acondicionado el vapor de agua en el aire se puede tratar como un gas ideal sin ningún error porque la presión del vapor de agua es muy baja. No obstante, las presiones que se manejan en centrales eléctricas son muy altas, así que en tales casos no deben usarse las relaciones de gas ideal.

3-7 ▪ FACTOR DE COMPRESIBILIDAD, UNA MEDIDA DE LA DESVIACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE GAS IDEAL

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 3, SECC. 7, EN EL DVD.

La ecuación de gas ideal es muy simple, por lo tanto, muy conveniente de usar. Pero como ilustra la figura 3-49, los gases se desvían de manera importante del comportamiento de gas ideal en estados cercanos a la región de saturación y el punto crítico. Esta desviación a temperatura y presión específicas se explica con exactitud mediante la introducción de un factor de corrección llamado **factor de compresibilidad** Z, definido como

$$Z = \frac{Pv}{RT} \qquad \textbf{(3-17)}$$

o bien,

$$Pv = ZRT \qquad \textbf{(3-18)}$$

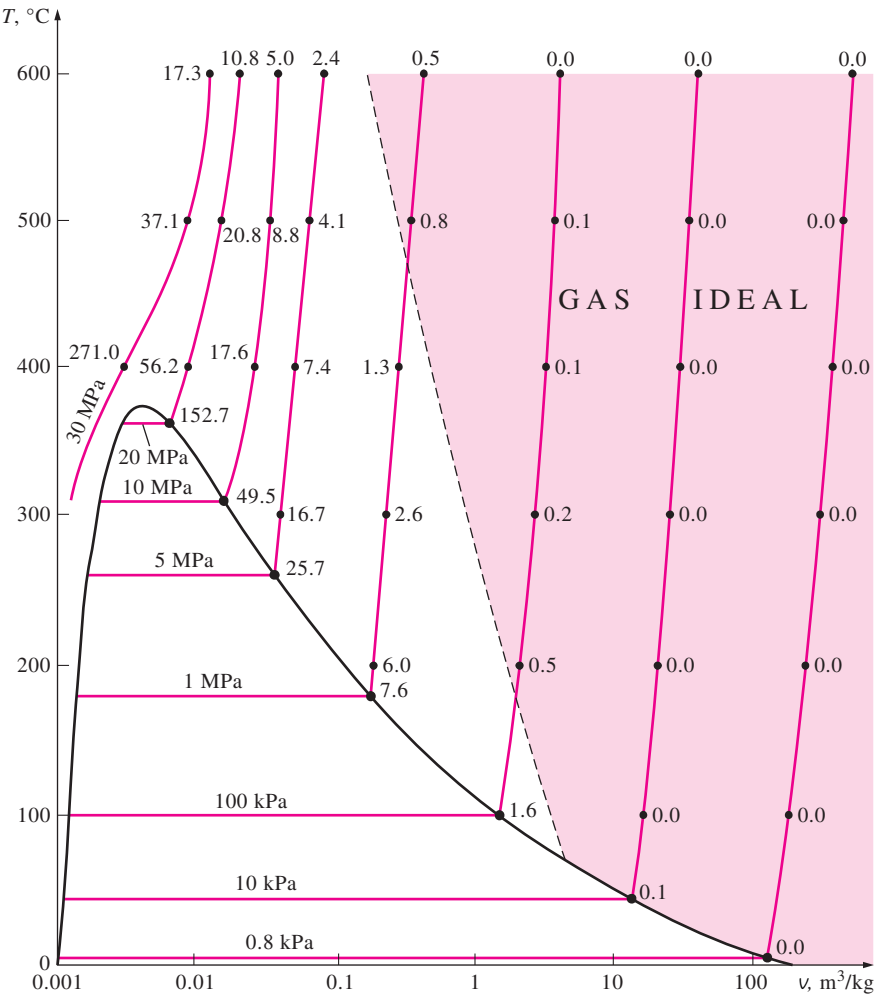


FIGURA 3-49

Porcentaje de error($[|v_{tabla} - v_{ideal}|/v_{tabla}] \times 100$) en que se incurre al suponer que el vapor es un gas ideal, y la región donde el vapor se puede tratar como un gas ideal con un porcentaje de error menor a 1 por ciento.

Se puede expresar también como

$$Z = \frac{v_{actual}}{v_{ideal}} \tag{3-19}$$

donde $v_{ideal} = RT/P$. Es evidente que $Z = 1$ para gases ideales, mientras que para los reales puede ser mayor o menor que la unidad (Fig. 3-50). Cuanto más lejos se encuentra Z de la unidad, mayor es la desviación que el gas presenta respecto al comportamiento de gas ideal.

Se ha dicho que los gases siguen la ecuación de gas ideal a bajas presiones y altas temperaturas, ¿pero qué es exactamente lo que constituye baja presión y alta temperatura? ¿Es −100°C una temperatura baja? Definitivamente lo es para muchas sustancias, pero no para el aire. El aire (o el nitrógeno) puede tratarse como gas ideal a esta temperatura y a la presión atmosférica con un error inferior a 1 por ciento. Esto se debe a que el nitrógeno está por arriba de su temperatura crítica (−147°C) y lejos de la región de saturación. Sin embargo, a esta temperatura y presión la mayor parte de las sustancias existirían en la fase sólida. Por consiguiente, la presión o temperatura de una sustancia es alta o baja en relación con su temperatura o presión críticas.

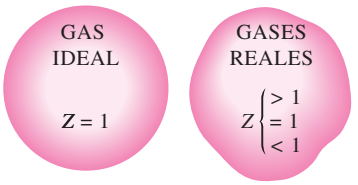


FIGURA 3-50

El factor de compresibilidad es la unidad para los gases ideales.

Los gases se comportan de manera diferente a determinadas temperatura y presión, pero se comportan de manera muy parecida a temperaturas y presiones normalizadas respecto a sus temperaturas y presiones críticas. La normalización se efectúa como

$$P_R = \frac{P}{P_{cr}} \quad \text{y} \quad T_R = \frac{T}{T_{cr}} \tag{3-20}$$

En la que P_R es la **presión reducida** y T_R la **temperatura reducida**. El factor Z para todos los gases es aproximadamente el mismo a iguales presión y temperatura reducidas, lo cual recibe el nombre de **principio de estados correspondientes**. En la figura 3-51 los valores de Z determinados de forma experimental se grafican para varios gases contra P_R y T_R. Al parecer los gases obedecen bastante bien el principio de estados correspondientes. Al ajustar los datos se obtiene la **carta de compresibilidad generalizada**, que puede emplearse para todos los gases (Fig. A-15).

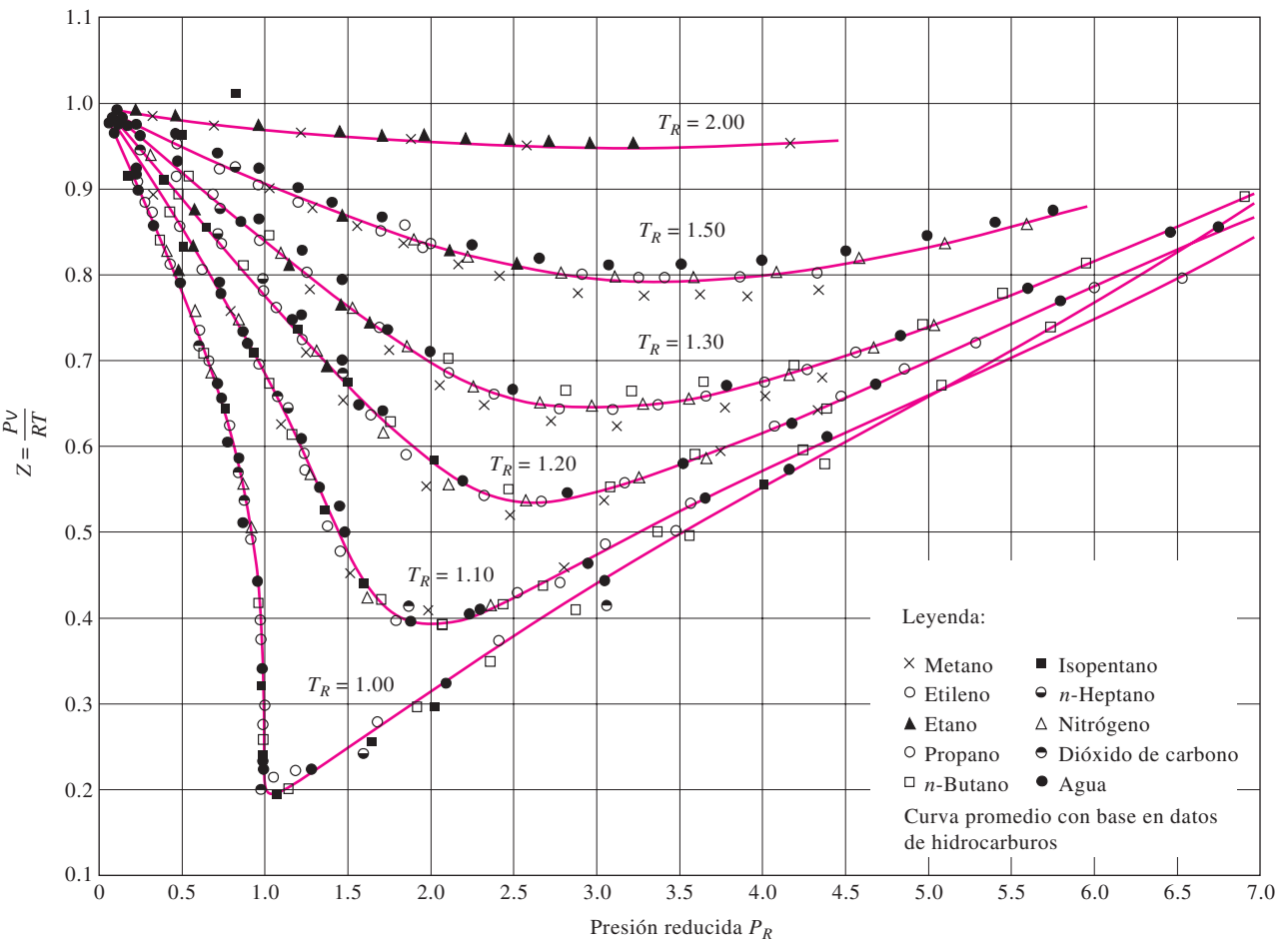


FIGURA 3-51

Comparación de factores Z para varios gases.

Fuente: Gour-Jen Su, "Modified Law of Corresponding States", Ind. Eng. Chem. *(ed. internacional), 38 (1946), p. 803.*

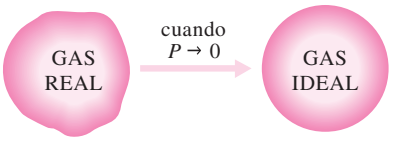


FIGURA 3-52
A muy bajas presiones, los gases se aproximan al comportamiento ideal (sin importar su temperatura).

De la carta de compresibilidad generalizada se hacen las siguientes observaciones:

1. A presiones muy bajas ($P_R \ll 1$), los gases se comportan como un gas ideal sin considerar la temperatura (Fig. 3-52).
2. A temperaturas altas ($T_R > 2$), es posible suponer con buena precisión el comportamiento de gas ideal, independientemente de la presión (excepto cuando $P_R \gg 1$).
3. La desviación de un gas respecto al comportamiento de gas ideal es mayor cerca del punto crítico (Fig. 3-53).

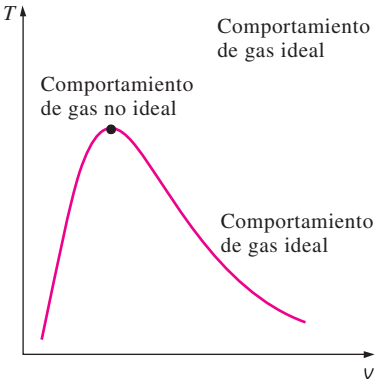


FIGURA 3-53
Los gases se desvían del comportamiento de gas ideal principalmente cuando están cercanos al punto crítico.

EJEMPLO 3-11 Uso de gráficas generalizadas

Determine el volumen específico del refrigerante 134a a 1 MPa y 50°C, con *a*) la ecuación de estado de gas ideal y *b*) la gráfica de compresibilidad generalizada. Compare los valores obtenidos para el valor real de 0.021796 m^3/kg y determine el error en cada caso.

Solución El volumen específico del refrigerante 134a se determinará suponiendo comportamientos de gas ideal y no ideal.

Análisis La constante de gas, la presión crítica y la temperatura crítica del refrigerante 134a se determinan de la tabla A-1 como

$$R = 0.0815\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K}$$

$$P_{cr} = 4.059\ \text{MPa}$$

$$T_{cr} = 374.2\ \text{K}$$

a) El volumen específico del refrigerante 134a, si se supone un comportamiento de éste como gas ideal es

$$v = \frac{RT}{P} = \frac{(0.0815\ \text{kPa} \cdot \text{m}_3/\text{kg} \cdot \text{K})(323\ \text{K})}{1\,000\ \text{kPa}} = \mathbf{0.026325\ m^3/k}$$

Por lo tanto, tratar al vapor del refrigerante 134a como gas ideal daría como resultado un error de (0.026325 − 0.021796)/0.021796 = **0.208**, o 20.8 por ciento en este caso.

b) Para determinar el factor de corrección Z de la gráfica de compresibilidad, se requiere calcular primero la presión y la temperatura reducidas:

$$\left.\begin{aligned} P_R &= \frac{P}{P_{cr}} = \frac{1\ \text{MPa}}{4.059\ \text{MPa}} = 0.246 \\ T_R &= \frac{T}{T_{cr}} = \frac{323\ \text{K}}{374.2\ \text{K}} = 0.863 \end{aligned}\right\} \quad Z = 0.84$$

Así,

$$v = Zv_{\text{ideal}} = (0.84)(0.026325\ \text{m}^3/\text{kg}) = \mathbf{0.022113\ m^3/kg}$$

Explicación El error en este resultado es menor a 2 por ciento; por lo tanto, en ausencia de datos tabulados, la gráfica de compresibilidad generalizada se puede usar con confianza.

Cuando se tienen P y v o T y v en lugar de P y T, es posible utilizar la gráfica de compresibilidad generalizada incluso para determinar la tercera propiedad, pero se requeriría el tedioso procedimiento de prueba y error. Por lo tanto, es necesario definir otra propiedad reducida llamada **volumen específico pseudorreducido** v_R como

$$v_R = \frac{v_{\text{actual}}}{RT_{\text{cr}}/P_{\text{cr}}} \tag{3-21}$$

Observe que v_R se define de modo diferente que P_R y T_R, y que se relaciona con T_{cr} y P_{cr} en lugar de v_{cr}. Las líneas de v_R constante se agregan también a las gráficas de compresibilidad, lo cual permite determinar T o P sin tener que recurrir a repeticiones tardadas (Fig. 3-54).

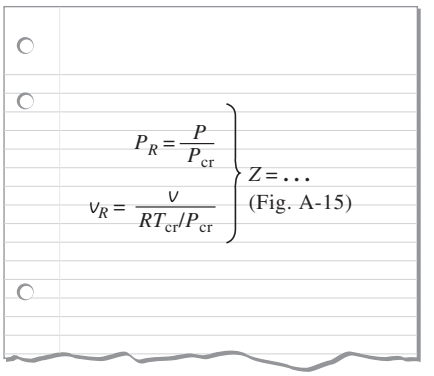


FIGURA 3-54
El factor de compresibilidad se puede determinar también de valores conocidos de P_R y v_R.

EJEMPLO 3-12 **Uso de gráficas generalizadas para determinar la presión**

Determine la presión del vapor de agua a 600°F y 0.51431 ft³/lbm con *a*) las tablas de vapor, *b*) la ecuación del gas ideal y *c*) la gráfica de compresibilidad generalizada.

Solución Se determinará la presión del vapor de agua en tres formas distintas.

Análisis En la figura 3-55 se presenta un bosquejo del sistema. La constante de gas, la presión crítica y la temperatura crítica del vapor se determinan de la tabla A-1E como

$$R = 0.5956 \text{ psia} \cdot \text{ft}^3/\text{lbm} \cdot \text{R}$$
$$P_{\text{cr}} = 3\,200 \text{ psia}$$
$$T_{\text{cr}} = 1\,164.8 \text{ R}$$

a) La presión en el estado especificado se determina de la tabla A-6E como

$$\left.\begin{array}{l} v = 0.51431 \text{ ft}^3/\text{lbm} \\ T = 600°\text{F} \end{array}\right\} \quad P = \mathbf{1\,000 \text{ psia}}$$

Éste es el valor determinado de forma experimental y, por lo tanto, el más preciso.

b) La presión del vapor suponiendo que es un gas ideal se determina de la relación del gas ideal como

$$P = \frac{RT}{v} = \frac{(0.5956 \text{ psia} \cdot \text{ft}^3/\text{lbm} \cdot \text{R})(1\,060 \text{ R})}{0.51431 \text{ ft}^3/\text{lbm}} = \mathbf{1\,228 \text{ psia}}$$

Por lo tanto, considerar al vapor como un gas ideal produciría un error de (1 228 − 1 000)/1 000 = 0.228 o 22.8 por ciento en este caso.

c) Para determinar el factor de corrección Z de la gráfica de compresibilidad (Fig. A.15) se necesita calcular primero el volumen específico pseudorreducido y la temperatura reducida:

$$\left.\begin{array}{l} v_R = \dfrac{v_{\text{actual}}}{RT_{\text{cr}}/P_{\text{cr}}} = \dfrac{(0.51431 \text{ ft}^3/\text{lbm})(3\,200 \text{ psia})}{(0.5956 \text{ psia} \cdot \text{ft}^3/\text{lbm} \cdot \text{R})(1\,164.8 \text{ R})} = 2.372 \\ T_R = \dfrac{T}{T_{\text{cr}}} = \dfrac{1\,060 \text{ R}}{1\,164.8 \text{ R}} = 0.91 \end{array}\right\} \quad P_R = 0.33$$

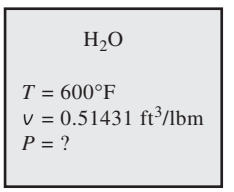


FIGURA 3-55
Esquema para el ejemplo 3-12.

	P, psia
Exacto	1 000
Gráfica de Z	1 056
Gas ideal	1 228

(del ejemplo 3-12)

FIGURA 3-56
Los resultados obtenidos al usar la gráfica de compresibilidad están normalmente a unas cuantas unidades de porcentaje respecto de los valores reales.

Así,

$$P = P_R P_{cr} = (0.33)(3\ 200\ \text{psia}) = \mathbf{1\ 056\ psia}$$

Explicación Usar la gráfica de compresibilidad redujo el error de 22.8 a 5.6 por ciento, lo cual es aceptable para la mayor parte de los propósitos de ingeniería (Fig. 3-56). Por supuesto, una gráfica más grande, ofrecería mejor resolución y reduciría los errores de lectura. Observe que no se tuvo que determinar Z en este problema puesto que se pudo leer P_R directamente de la gráfica.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 3, SECC. 8, EN EL DVD.

3-8 ▪ OTRAS ECUACIONES DE ESTADO

La ecuación de estado de gas ideal es muy simple, pero su ámbito de aplicabilidad es limitado. Es deseable tener ecuaciones de estado que representen con precisión y sin limitaciones el comportamiento P-v-T de las sustancias en una región más grande. Naturalmente, esta clase de ecuaciones son más complicadas. Para este propósito han sido propuestas varias ecuaciones (Fig. 3-57), pero sólo se analizarán tres: la ecuación de *Van der Waals* por ser una de las primeras, la de estado de *Beattie-Bridgeman* porque es una de las más conocidas y razonablemente precisa, y la de *Benedict-Webb-Rubin* por ser una de las más recientes y muy precisa.

van der Waals
Berthelet
Redlich-Kwang
Beattie-Bridgeman
Benedict-Webb-Rubin
Strobridge
Virial

FIGURA 3-57
A lo largo de la historia han sido propuestas varias ecuaciones de estado.

Ecuación de estado de Van der Waals

La ecuación de estado de Van der Waals se propuso en 1873, tiene dos constantes que se determinan del comportamiento de una sustancia en el punto crítico, y está dada por

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \qquad \textbf{(3-22)}$$

Van der Waals intentó mejorar la ecuación de estado de gas ideal al incluir dos de los efectos no considerados en el modelo de gas ideal: las *fuerzas de atracción intermoleculares* y el *volumen que ocupan las moléculas por sí mismas*. El término a/v^2 toma en cuenta las fuerzas intermoleculares y b el volumen que ocupan las moléculas de gas. En una habitación a presión y temperatura atmosféricas, el volumen que en realidad ocupan las moléculas es de alrededor de un milésimo del volumen de la habitación. A medida que aumenta la presión, el volumen ocupado por las moléculas se vuelve una parte cada vez más importante del volumen total. Van der Waals propuso corregir esto reemplazando v en la relación del gas ideal por $v - b$, donde b representa el volumen que ocupan las moléculas de gas por unidad de masa.

La determinación de las dos constantes que aparecen en esta ecuación se basa en la observación de que la isoterma crítica en un diagrama P-v tiene un punto de inflexión horizontal en el punto crítico (Fig. 3-58). Así, las derivadas primera y segunda de P con respecto a v en el punto crítico deben ser cero. Es decir,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_{T=T_{cr}=\text{const}} = 0 \quad \text{y} \quad \left(\frac{\partial^2 P}{\partial v^2}\right)_{T=T_{cr}=\text{const}} = 0$$

Al llevar a cabo las derivadas y eliminar v_{cr}, se obtienen las constantes a y b

$$a = \frac{27R^2T_{cr}^2}{64P_{cr}} \quad \text{y} \quad b = \frac{RT_{cr}}{8P_{cr}} \tag{3-23}$$

Para cualquier sustancia, las constantes a y b se determinan únicamente de los datos del punto crítico (Tabla A-1).

La exactitud de la ecuación de estado de Van der Waals suele ser inadecuada, pero se puede mejorar si se usan valores de a y b basados en el comportamiento real del gas en un intervalo más amplio, en lugar de un solo punto. A pesar de sus limitaciones, la ecuación de estado de Van der Waals tiene un gran valor histórico porque representa uno de los primeros intentos de modelar el comportamiento de los gases reales. Esta ecuación se puede expresar también por unidad mol al reemplazar v en la ecuación 3-22 por $\bar{v}$ y la R en las ecuaciones 3-22 y 3-23 por R_u.

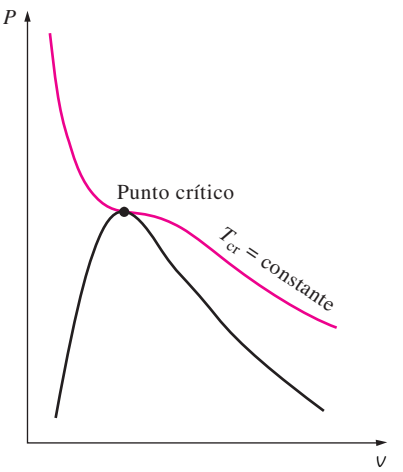


FIGURA 3-58
La isoterma crítica de una sustancia pura tiene un punto de inflexión en el estado crítico.

Ecuación de estado de Beattie-Bridgeman

La ecuación de Beattie-Bridgeman, propuesta en 1928, es una ecuación de estado basada en cinco constantes determinadas de forma experimental. Se expresa como

$$P = \frac{R_uT}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} \tag{3-24}$$

donde

$$A = A_0\left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \quad \text{y} \quad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right) \tag{3-25}$$

Las constantes que aparecen en la ecuación anterior se ofrecen en la tabla 3-4 para varias sustancias. Se sabe que la ecuación de Beattie-Bridgeman es razonablemente precisa para densidades de hasta $0.8\rho_{cr}$, donde ρ_{cr} es la densidad de la sustancia en el punto crítico.

Ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin

En 1940, Benedict, Webb y Rubin ampliaron la ecuación de Beattie-Bridgeman y consiguieron aumentar el número de constantes a ocho. Se expresa como

$$P = \frac{R_uT}{\bar{v}} + \left(B_0R_uT - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_uT - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2} \tag{3-26}$$

Los valores de las constantes que aparecen en esta ecuación se dan en la tabla 3-4. Esta ecuación puede manejar sustancias a densidades de hasta $2.5\rho_{cr}$. En 1962, Strobridge amplió aún más esta ecuación al aumentar el número de constantes a 16 (Fig. 3-59).

Ecuación de estado virial

La ecuación de estado de una sustancia se puede expresar también en forma de una serie, como

$$P = \frac{RT}{v} + \frac{a(T)}{v^2} + \frac{b(T)}{v^3} + \frac{c(T)}{v^4} + \frac{d(T)}{v^5} + \ldots \tag{3-27}$$

TABLA 3-4

Constantes que aparecen en las ecuaciones de estado de Beattie-Bridgeman y Benedict-Webb-Rubin

a) Cuando P está en kPa, $\bar{v}$ está en $m^3/kmol$, T en K y $R_u = 8.314$ kPa · m^3/kmol · K, las cinco constantes de la ecuación de Beattie-Bridgeman son:

Gas	A_0	a	B_0	b	c
Aire	131.8441	0.01931	0.04611	−0.001101	4.34×10^4
Argón, Ar	130.7802	0.02328	0.03931	0.0	5.99×10^4
Dióxido de carbono, CO_2	507.2836	0.07132	0.10476	0.07235	6.60×10^5
Helio, He	2.1886	0.05984	0.01400	0.0	40
Hidrógeno, H_2	20.0117	−0.00506	0.02096	−0.04359	504
Nitrógeno , N_2	136.2315	0.02617	0.05046	−0.00691	4.20×10^4
Oxígeno, O_2	151.0857	0.02562	0.04624	0.004208	4.80×10^4

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, versión sistemas inglés/SI, 3a. ed., Nueva York, John Wiley & Sons, 1986, p. 46, tabla 3.3.

b) Cuando P está en kPa, $\bar{v}$ está en $m^3/kmol$, T está en K y $R_u = 8.314$ kPa · m^3/kmol · K, las ocho constantes de la ecuación de Benedict-Webb-Rubin son:

Gas	a	A_0	b	B_0	c	C_0	α	γ
n-butano, C_4H_{10}	190.68	1 021.6	0.039998	0.12436	3.205 3 10^7	1.006 3 10^8	1.101 3 10^{-3}	0.0340
Dióxido de carbono, CO_2	13.86	277.30	0.007210	0.04991	1.511 3 10^6	1.404 3 10^7	8.470 3 10^{-5}	0.00539
Monóxido de carbono, CO	3.71	135.87	0.002632	0.05454	1.054 3 10^5	8.673 3 10^5	1.350 3 10^{-4}	0.0060
Metano, CH_4	5.00	187.91	0.003380	0.04260	2.578 3 10^5	2.286 3 10^6	1.244 3 10^{-4}	0.0060
Nitrógeno, N_2	2.54	106.73	0.002328	0.04074	7.379 3 10^4	8.164 3 10^5	1.272 3 10^{-4}	0.0053

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, p. 815, tabla A-21M. Publicado originalmente en H. W, Cooper y J. C. Goldfrank, *Hydrocarbon Processing* 46, núm. 12, 1967, p. 141.

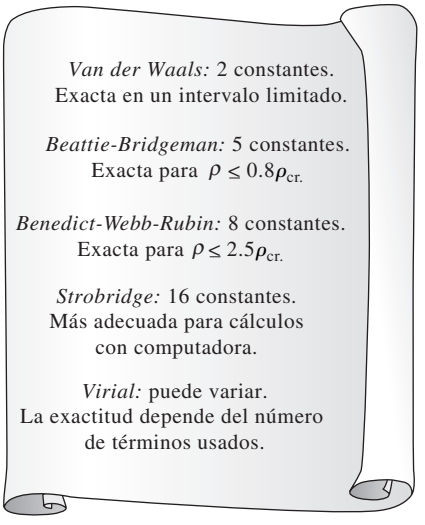

Van der Waals: 2 constantes.
Exacta en un intervalo limitado.
Beattie-Bridgeman: 5 constantes.
Exacta para $\rho \leq 0.8\rho_{cr.}$
Benedict-Webb-Rubin: 8 constantes.
Exacta para $\rho \leq 2.5\rho_{cr.}$
Strobridge: 16 constantes.
Más adecuada para cálculos con computadora.
Virial: puede variar.
La exactitud depende del número de términos usados.

FIGURA 3-59

En un intervalo más amplio, las ecuaciones de estado complejas representan el comportamiento P-v-T de gases con mayor precisión.

Ésta y otras ecuaciones similares se llaman *ecuaciones de estado viriales*, mientras los coeficientes $a(T)$, $b(T)$, $c(T)$, etc., que son funciones únicamente de la temperatura se llaman *coeficientes viriales*. Éstos se determinan de forma experimental o teórica a partir de la mecánica estadística, de donde resulta obvio que a medida que la presión se aproxima a cero, los coeficientes viriales desaparecerán y la ecuación se reducirá a la de estado de gas ideal. El comportamiento P-v-T de una sustancia se puede representar con precisión con la ecuación virial de estado en un ámbito amplio gracias a la inclusión de suficientes términos. Las ecuaciones de estado analizadas aquí son aplicables sólo a la fase gaseosa de las sustancias; por lo tanto, no se deben usar para líquidos o mezclas líquido-vapor.

Complejas ecuaciones representan razonablemente bien el comportamiento P-v-T de las sustancias, además de ser muy adecuadas para aplicaciones de computadoras digitales. Sin embargo, para cálculos manuales se sugiere emplear por convención las tablas de propiedades o las ecuaciones de estado más simples. Esto es cierto especialmente para cálculos de volumen específico porque todas las ecuaciones anteriores tienen a v como variable implícita y requieren un método de prueba y error. La precisión de las ecuaciones de es-

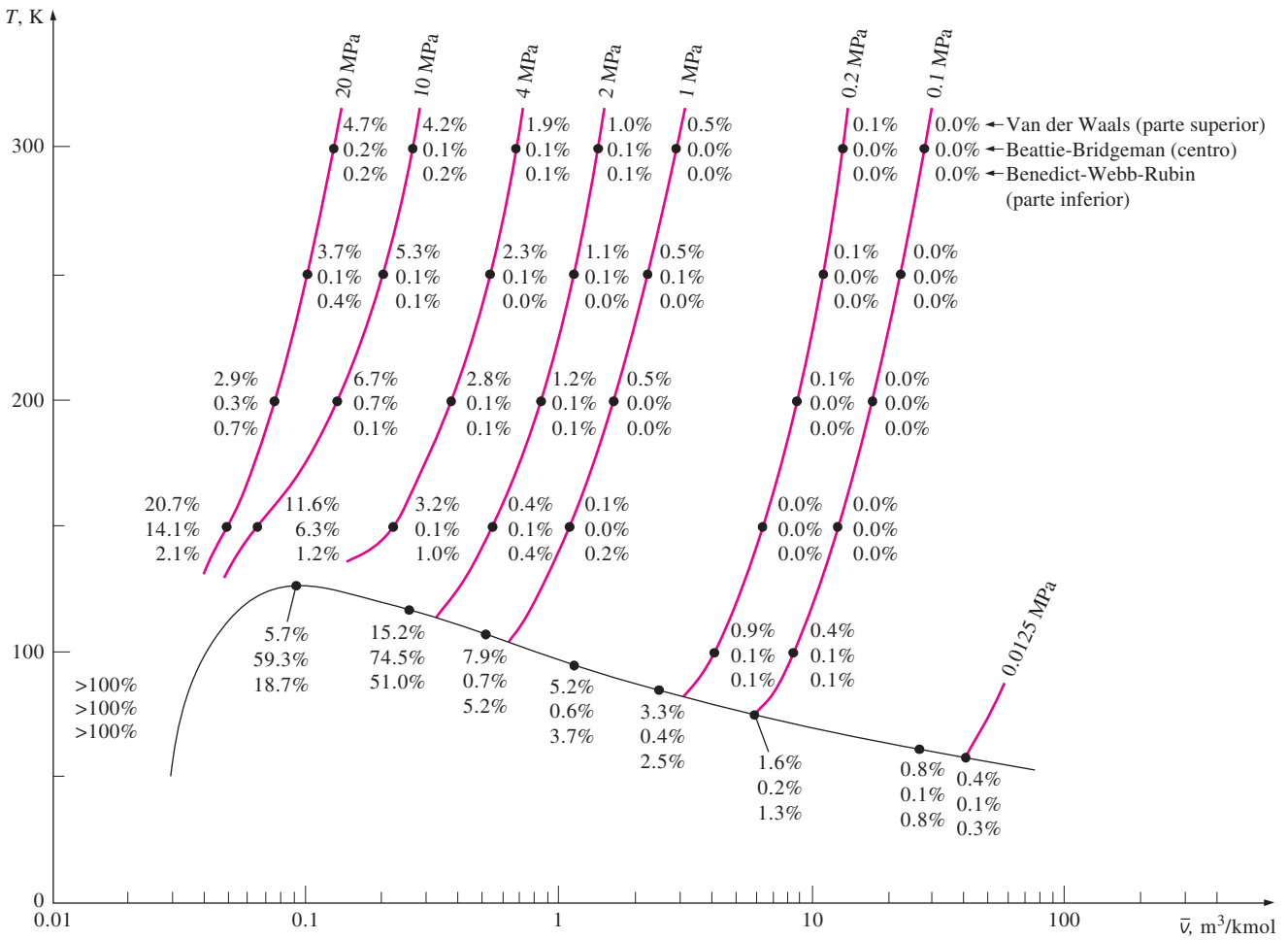


FIGURA 3-60

Porcentaje de error relacionado con las distintas ecuaciones de estado para el nitrógeno (% error = $[(|v_{\text{tabla}} - v_{\text{ecuación}}|)/v_{\text{tabla}}] \times 100$).

tado de Van der Waals, Beattie-Bridgeman y Benedict-Webb-Rubin se ilustra en la figura 3-60, en la que es evidente que la de Benedict-Weeb-Rubin es por lo común la más precisa.

EJEMPLO 3-13 **Diferentes métodos para evaluar la presión de gas**

Haga la predicción de la presión del gas nitrógeno a $T = 175$ K y $v = 0.00375$ m³/kg con base en *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la ecuación de estado de Van der Waals, *c*) la ecuación de estado de Beattie-Bridgeman y *d*) la ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin. Compare los valores obtenidos con el valor de 10 000 kPa, determinado en forma experimental.

Solución La presión del gas nitrógeno se determinará por medio de cuatro ecuaciones de estado diferentes.

Propiedades La constante del gas de nitrógeno es 0.2968 kPa ·m³/kg · K (tabla A-1).

Análisis *a*) Con la ecuación de estado de gas ideal, se encuentra que la presión es

$$P = \frac{RT}{v} = \frac{(0.2968\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(175\ \text{K})}{0.00375\ \text{m}^3/\text{kg}} = \mathbf{13\ 851\ kPa}$$

la cual tiene un error de 38.5 por ciento.

b) Las constantes de Van der Waals para el nitrógeno se determinan de la ecuación 3-23 como

$$a = 0.175\ \text{m}^6 \cdot \text{kPa/kg}^2$$
$$b = 0.00138\ \text{m}^3/\text{kg}$$

De la ecuación 3-22,

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2} = \mathbf{9\ 471\ kPa}$$

que da un error de 5.3 por ciento.

c) Las constantes de la ecuación de Beattie-Bridgeman se determinan de la tabla 3-4 como

$$A = 102.29$$
$$B = 0.05378$$
$$c = 4.2 \times 10^4$$

Asimismo, $\bar{v} = Mv = (28.013\ \text{kg/mol})(0.00375\ \text{m}^3/\text{kg}) = 0.10505\ \text{m}^3/\text{kmol}$. Sustituyendo estos valores en la ecuación 3-24, se obtiene

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2} = \mathbf{10\ 110\ kPa}$$

lo que da un error de 1.1 por ciento.

d) Las constantes de la ecuación de Benedict-Webb-Rubin se determinan de la tabla 3-4 como

$$a = 2.54 \qquad A_0 = 106.73$$
$$b = 0.002328 \qquad B_0 = 0.04074$$
$$c = 7.379 \times 10^4 \qquad C_0 = 8.164 \times 10^5$$
$$\alpha = 1.272 \times 10^{-4} \qquad \gamma = 0.0053$$

Al sustituir estos valores en la ecuación 3-26, se obtiene

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_u T - a}{\bar{v}^3}$$
$$+ \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$
$$= \mathbf{10\ 009\ kPa}$$

que tiene un error de sólo 0.09 por ciento. Así, la precisión de la ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin es más impresionante en este caso.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Presión de vapor y equilibrio de fases

La presión en un recipiente de gas se debe a que cada una de las moléculas de éste colisionan con la pared del recipiente y ejercen una fuerza sobre él, la cual es proporcional a la velocidad promedio de las moléculas y al número de moléculas por unidad de volumen del recipiente (es decir, la densidad molar). Por lo tanto, la presión que ejerce un gas depende mucho de su densidad y su temperatura. Para una mezcla de gas, la presión medida por un sensor, por ejemplo un transductor, es la suma de las presiones que ejerce cada uno de los gases, y se nombra como *presión parcial*. Es posible mostrar (véase el capítulo 13) que la presión parcial de un gas en una mezcla es proporcional al número de moles (o fracción mol) de ese gas.

El aire atmosférico se puede considerar como una mezcla de aire seco (con cero contenido de humedad) y vapor de agua (conocido también como humedad), mientras que la presión atmosférica es la suma de la presión del aire seco P_a y la presión del vapor de agua, llamada **presión de vapor** P_v (Fig. 3-61). Es decir,

$$P_{\text{atm}} = P_a + P_v \tag{3-28}$$

(Note que en algunas aplicaciones, la frase "presión de vapor" se usa para indicar presión de saturación.) La presión de vapor constituye una fracción pequeña (comúnmente inferior a 3 por ciento) de la presión atmosférica, ya que el aire es en su mayor parte nitrógeno y oxígeno y las moléculas de agua constituyen una fracción pequeña (menos de 3 por ciento) de las moléculas totales en el aire. Sin embargo, la cantidad de vapor de agua contenida en el aire tiene un impacto importante en el confort térmico y en muchos procesos, como el secado.

El aire puede contener sólo cierta cantidad de humedad, y la relación entre la cantidad real de humedad en el aire a una determinada temperatura y la máxima cantidad que el aire puede contener a esa temperatura se llama **humedad relativa** ϕ. La humedad relativa varía de 0 para el aire seco a 100 por ciento para el **aire saturado** (que no puede contener más humedad). La presión de vapor del aire saturado a una determinada temperatura es igual a la presión de saturación del agua a esa temperatura. Por ejemplo, la presión de vapor del aire saturado a 25°C es 3-17 kPa.

La cantidad de humedad en el aire se especifica por completo mediante la temperatura y la humedad relativa, y la presión de vapor se relaciona con la humedad relativa ϕ mediante

$$P_v = \phi P_{\text{sat @ } T} \tag{3-29}$$

donde $P_{\text{sat@}T}$ es la presión de saturación del agua a la temperatura especificada. Por ejemplo, la presión de vapor del aire a 25°C y 60 por ciento de humedad relativa es

$$P_v = \phi P_{\text{sat @ 25°C}} = 0.6 \times (3.17 \text{ kPa}) = 1.90 \text{ kPa}$$

El intervalo deseable de humedad relativa para el confort térmico se halla entre 40 y 60 por ciento.

Observe que la cantidad de humedad que el aire es capaz de retener es proporcional a la presión de saturación, la cual aumenta con la temperatura; por lo tanto, el aire retiene más humedad a altas temperaturas. El descenso de temperatura del aire húmedo reduce su capacidad de retener humedad y es posible que algo de ésta se condense en forma de gotitas de agua suspendidas (niebla) o como una película líquida que se forma en las superficies frías (rocío). Así,

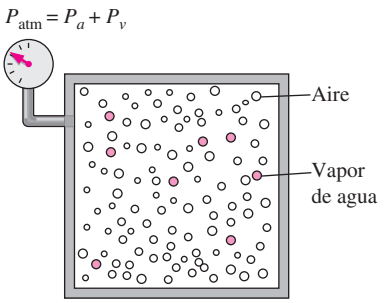
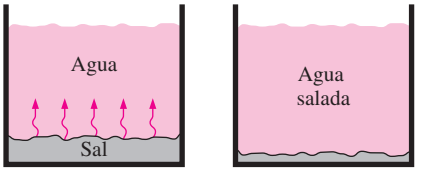


FIGURA 3-61
La presión atmosférica es la suma de la presión del aire seco P_a y la presión de vapor P_v.

*Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.



a) Antes *b*) Después

FIGURA 3-62

Siempre que haya diferencia en la concentración de una cantidad física en un medio, la naturaleza tiende a igualar las cosas al forzar un flujo de la región de alta concentración hacia la de baja.

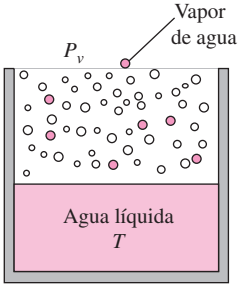


FIGURA 3-63

Cuando está expuesta a la atmósfera, el agua se halla en equilibrio de fases con el vapor contenido en el aire si la presión de vapor es igual a la presión de saturación del agua.

no sorprende que la niebla y el rocío incidan en sitios húmedos, especialmente en las primeras horas de la mañana, cuando las temperaturas son más bajas. Tanto la niebla como el rocío desaparecen (se evaporan) a medida que la temperatura del aire aumenta rápidamente después de la salida del Sol. Por ello ciertos aparatos eléctricos vienen con la advertencia de que no deben ser introducidos en interiores húmedos cuando aquéllos aún están fríos, con la finalidad de evitar condensación sobre sus sensibles partes electrónicas.

Algo común es observar que siempre que un producto se halla en desequilibrio dentro de un medio, la naturaleza tiende a redistribuirlo hasta que se establece el "balance" o la "igualdad". Esta tendencia a menudo se conoce como *fuerza impulsora*, la cual es el mecanismo por el que muchos fenómenos de transporte suceden de manera natural, como la transferencia de calor, el flujo de fluidos, la corriente eléctrica y la transferencia de masa. Si se define la cantidad de un producto por unidad de volumen como la *concentración* de ese producto, se dice que su flujo va siempre en la dirección de la concentración decreciente, es decir, de una región de alta concentración a otra de baja (Fig. 3-62). El producto simplemente se dispersa lentamente durante la redistribución y en consecuencia el flujo es un *proceso de difusión*.

La experiencia nos ha enseñado que cuando se cuelga una camiseta húmeda en un área abierta se secará en algún momento; que una pequeña cantidad de agua dentro de un vaso se evapora, y que la loción para después de afeitar de una botella abierta desaparece rápidamente. Éstos y muchos otros ejemplos similares hacen pensar que existe una fuerza impulsora entre las dos fases de una sustancia que obliga a la masa a pasar de una de éstas a otra. La magnitud de esta fuerza depende de la concentración relativa de las dos fases: una camiseta mojada se secará mucho más rápido si se halla expuesta al aire seco en lugar del húmedo. De hecho, no se secará si la humedad relativa del ambiente es de 100 por ciento y por lo tanto el aire está saturado. En este caso no habrá transformación de la fase líquida a la de vapor, y ambas fases estarán en **equilibrio de fases**. Para el agua líquida que se encuentra expuesta a la atmósfera, el criterio de equilibrio de fases se expresa como sigue: *la presión de vapor en el aire debe ser igual a la presión de saturación del agua a la temperatura del agua.* Es decir (Fig. 3-63),

Criterio de equilibrio de fases para el agua expuesta al aire: $P_v = P_{\text{sat @ } T}$ **(3-30)**

Entonces, si la presión de vapor en el aire es menor que la de saturación del agua a la temperatura de esta sustancia, algo de líquido se evaporará. Mientras mayor sea la diferencia entre las presiones de vapor y de saturación, mayor será la tasa de evaporación, la cual tendrá un efecto refrescante sobre el agua y, por lo tanto, reducirá su temperatura. A su vez, esto reducirá la presión de saturación del agua y por consiguiente la tasa de evaporación, hasta alcanzar algún tipo de operación cuasiestable. Esto explica por qué el agua está a una temperatura considerablemente menor que el aire circundante, especialmente en climas secos. Esto también hace pensar que es posible incrementar la tasa de evaporación del agua al aumentar la temperatura y, en consecuencia, la presión de saturación.

Note que el aire en la superficie del agua siempre estará saturado debido al contacto directo con el agua y, por lo tanto, con la presión de vapor. Así, la presión de vapor en la superficie de un lago será sencillamente la de saturación del agua a la temperatura que este líquido se encuentre en la superficie. Si el aire no está saturado, entonces la presión de vapor disminuirá hasta tener el valor existente en el aire a alguna distancia sobre la superficie del agua, y la diferencia entre estas dos presiones será la fuerza impulsora para la evaporación del agua.

La tendencia natural del agua a evaporarse para lograr un equilibrio de fase con el vapor de agua contenido en el aire del ambiente constituye la base para la operación de los **enfriadores evaporativos** (conocidos también como *refrigeradores por vía húmeda*). En éstos, el aire exterior caliente y seco es forzado a fluir a través de una tela húmeda antes de entrar en un edificio, por lo que algo de agua se evapora al absorber calor del aire mientras se enfría. Los enfriadores evaporativos se utilizan comúnmente en climas secos y proporcionan enfriamiento efectivo. Son económicos y su operación es mucho más barata que el de los sistemas de aire acondicionado, además de poseer ventiladores que consumen mucho menos energía que el compresor empleado en el aire acondicionado.

A menudo la ebullición y la evaporación se usan indistintamente para indicar un *cambio de fase de líquido a vapor*. Aunque se refieren al mismo proceso físico, difieren en algunos aspectos: la **evaporación** se realiza en la *interfase líquido-vapor* cuando la presión de vapor es menor que la presión de saturación del líquido a una temperatura dada. Por ejemplo, el agua de un lago a 20°C se evapora hacia el aire a 20°C y 60 por ciento de humedad relativa, ya que la presión de saturación del agua a 20°C es 2.34 kPa, y la de vapor del aire a la misma temperatura y 60 por ciento de humedad relativa es 1.4 kPa. Otros ejemplos de evaporación son el secado de la ropa, frutas y vegetales; la evaporación de sudor para enfriar el cuerpo humano, y el rechazo de calor de desecho en torres de enfriamiento húmedas. Es importante señalar que la evaporación no incluye formación o movimiento de burbujas (Fig. 3-64).

Por otro lado, la **ebullición** se realiza en la *interfase sólido-líquido* cuando un líquido se pone en contacto con una superficie que se mantiene a una temperatura T_s superior a la de saturación T_{sat} del líquido. Por ejemplo, a 1 atm el agua líquida hierve si está en contacto con una superficie sólida cuya temperatura es de 110°C, ya que la temperatura de saturación del agua a 1 atm es de 100°C. El proceso de ebullición se caracteriza por el rápido movimiento de las *burbujas de vapor* que se forman en la interfase sólido-líquido y se separan de la superficie cuando alcanzan un cierto tamaño e intentan ascender a la superficie libre del líquido. Al cocinar, no se dice que el agua está hirviendo a menos que se vean subir burbujas a la superficie.

© Vol. 30/PhotoDisc

© Vol. 93/PhotoDisc

FIGURA 3-64

Un proceso de cambio de fase de líquido a vapor se llama *evaporación* si ocurre en una interfase líquido-vapor, y *ebullición* si ocurre en una interfase sólido-líquido.

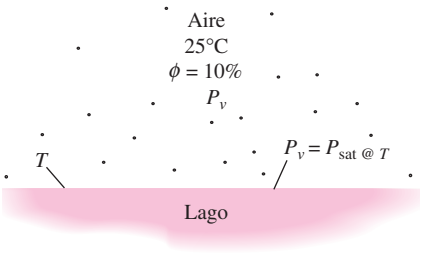


FIGURA 3-65
Esquema para el ejemplo 3-14.

EJEMPLO 3-14 Caída de la temperatura de un lago debido a la evaporación

En un día de verano, la temperatura del aire que se halla sobre un lago es de 25°C. Determine la temperatura del agua del lago cuando se establecen las condiciones de equilibrio de fase entre el agua en el lago y el vapor en el aire para humedades relativas del aire de 10, 80 y 100 por ciento (Fig. 3-65).

Solución Sobre un lago, el aire sopla a una temperatura especificada. Se determinarán las temperaturas de equilibrio del agua para tres casos distintos.

Análisis La presión de saturación del agua a 25°C (Tabla 3-1), es 3.17 kPa. Entonces, las presiones de vapor a las humedades relativas de 10, 80 y 100 por ciento se determinan de la ecuación 3-29, como

$$\text{Humedad relativa} = 10\%: \quad P_{v1} = \phi_1 P_{sat\ @\ 25°C} = 0.1 \times (3.17\ \text{kPa}) = 0.317\ \text{kPa}$$

$$\text{Humedad relativa} = 80\%: \quad P_{v2} = \phi_2 P_{sat\ @\ 25°C} = 0.8 \times (3.17\ \text{kPa}) = 2.536\ \text{kPa}$$

$$\text{Humedad relativa} = 100\%: \quad P_{v3} = \phi_3 P_{sat\ @25°C} = 1.0 \times (3.17\ \text{kPa}) = 3.17\ \text{kPa}$$

Las temperaturas de saturación correspondientes a estas presiones se determinan por interpolación a partir de la tabla 3-1 (o Tabla A-5), como

$$T_1 = \mathbf{-8.0°C} \quad T_2 = \mathbf{21.2°C} \quad \text{y} \quad T_3 = \mathbf{25°C}$$

Por lo tanto, en el primer caso el agua se congelará aunque el aire circundante esté caliente. En el último caso la temperatura del agua será la misma que la temperatura del aire circundante.

Explicación Es probable que surja el escepticismo acerca del congelamiento del lago cuando el aire está a 25°C, actitud que es correcta. La temperatura del agua desciende hasta –8°C en el caso extremo de que no haya transferencia de calor hacia la superficie del agua. En la práctica, la temperatura del agua cae por debajo de la temperatura del aire, pero no desciende hasta –8°C porque 1) es muy improbable que el aire sobre el lago esté tan seco (con humedad relativa de sólo 10 por ciento) y 2) a medida que disminuye la temperatura del agua cerca de la superficie, la transferencia de calor del aire hacia las partes inferiores del cuerpo de agua tenderán a compensar esta pérdida de calor y a evitar que la temperatura del agua descienda demasiado. La temperatura del agua se estabiliza cuando la ganancia de calor desde el aire circundante y el cuerpo de agua se iguala con la pérdida de calor mediante evaporación, es decir, cuando se establece un *equilibrio dinámico* entre transferencia de calor y masa, en lugar del equilibrio de fases. Si este experimento se realiza con una capa de agua poco profunda en una vasija bien aislada, el agua se congela si el aire está muy seco y relativamente frío.

RESUMEN

Una sustancia que tiene una composición química fija en cualquier parte se llama *sustancia pura*, la cual existe en diferentes fases dependiendo de su nivel de energía. En la fase líquida, una sustancia que no está a punto de evaporarse se llama *líquido comprimido* o *líquido subenfriado*. En la fase gaseosa, una sustancia que no está a punto de condensarse se llama *vapor sobrecalentado*. Durante un proceso de cambio de fase, la temperatura y la presión de una sustancia pura son propiedades independientes. A una determinada presión, una sustancia cambia de fase a una temperatura fija, llamada *temperatura de saturación*. Del mismo modo, a una temperatura específica, la presión a la cual una sustancia cambia de fase se llama *presión de saturación*. Durante un proceso de ebullición, tanto la fase líquida como la fase de vapor coexisten en equilibrio, y bajo esta condición el líquido y el vapor se llaman *líquido saturado* y *vapor saturado*.

En una mezcla saturada líquido-vapor, la fracción de masa del vapor se llama *calidad* y se expresa como

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{total}}}$$

La calidad tiene valores entre 0 (líquido saturado) y 1 (vapor saturado), pero no tiene significado en las regiones de líquido comprimido o vapor sobrecalentado. En la región de mezcla saturada, el valor promedio de cualquier propiedad intensiva y se determina a partir de

$$y = y_f + xy_{fg}$$

donde f representa al líquido saturado y g al vapor saturado.

En ausencia de datos de líquido comprimido, es posible establecer una aproximación al tratar al líquido comprimido como un líquido saturado a una *temperatura* dada,

$$y \cong y_{f\,@\,T}$$

donde y es para v, u o h.

El estado más allá del cual no hay proceso de vaporización aparente se llama *punto crítico*. A presiones supercríticas, una sustancia se expande de modo gradual y uniforme de la fase líquida a la de vapor. Las tres fases de una sustancia coexisten en equilibrio en estados que se hallan a lo largo de la *línea triple*, caracterizada por temperatura y presión de la línea triple. El líquido comprimido tiene valores menores de v, u y h respecto al líquido saturado a la misma T o P. Del mismo modo, el vapor sobrecalentado tiene valores más altos de v, u y h respecto al vapor saturado a la misma T o P.

Cualquier relación entre la presión, temperatura y volumen específico de una sustancia se llama *ecuación de estado*, y la más simple y mejor conocida es la *ecuación de estado de gas ideal*, dada como

$$Pv = RT$$

donde R es la constante del gas. Se debe tener cuidado al usar esta relación puesto que un gas ideal es una sustancia ficticia. Los gases reales exhiben comportamiento de gas ideal a presiones y temperaturas relativamente bajas.

La desviación del comportamiento de gas ideal se explica de modo apropiado al usar el *factor de compresibilidad Z*, definido como

$$Z = \frac{Pv}{RT} \quad \text{o} \quad Z = \frac{v_{\text{actual}}}{v_{\text{ideal}}}$$

El factor Z es aproximadamente el mismo para todos los gases a las mismas *temperatura* y *presión reducidas*, que se definen como

$$T_R = \frac{T}{T_{\text{cr}}} \quad \text{y} \quad P_R = \frac{P}{P_{\text{cr}}}$$

donde P_{cr} y T_{cr} corresponden a presión y temperatura críticas, respectivamente. Esto se conoce como el *principio de los estados correspondientes*. Cuando se desconoce P o T, es posible determinarlas de la gráfica de compresibilidad con la ayuda del *volumen específico pseudorreducido*, definido como

$$v_R = \frac{v_{\text{actual}}}{RT_{\text{cr}}/P_{\text{cr}}}$$

El comportamiento P-v-T de las sustancias se representa con más precisión mediante ecuaciones de estado complejas. Tres de las mejor conocidas son

van der Waals:
$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT$$

donde

$$a = \frac{27R^2T_{\text{cr}}^2}{64P_{\text{cr}}} \quad \text{y} \quad b = \frac{RT_{\text{cr}}}{8P_{\text{cr}}}$$

Beattie-Bridgeman:
$$P = \frac{R_uT}{\bar{v}^2}\left(1 - \frac{c}{\bar{v}T^3}\right)(\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2}$$

donde

$$A = A_0\left(1 - \frac{a}{\bar{v}}\right) \quad \text{y} \quad B = B_0\left(1 - \frac{b}{\bar{v}}\right)$$

Benedict-Webb-Rubin:

$$P = \frac{R_uT}{\bar{v}} + \left(B_0R_uT - A_0 - \frac{C_0}{T^2}\right)\frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{bR_uT - a}{\bar{v}^3} + \frac{a\alpha}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3T^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2}\right)e^{-\gamma/\bar{v}^2}$$

donde R_u es la constante universal de los gases y $\bar{v}$ es el volumen molar específico.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.
2. ASHRAE, *Handbook of Refrigeration*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.
3. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 2a. ed., Nueva York, Wiley, 1997.
4. M. Kostic, *Analysis of Enthalpy Approximation for Compressed Liquid Water*, IMECE 2004, ASME Proceedings, ASME, Nueva York, 2004.

PROBLEMAS*

Sustancias puras, procesos de cambio de fase, diagramas de propiedades

3-1C ¿El agua congelada es una sustancia pura? ¿Por qué?

3-2C ¿Cuál es la diferencia entre líquido saturado y líquido comprimido?

3-3C ¿Cuál es la diferencia entre vapor saturado y vapor sobrecalentado?

3-4C ¿Hay alguna diferencia entre las propiedades intensivas del vapor saturado a una temperatura determinada y el vapor de una mezcla saturada a la misma temperatura?

3-5C ¿Hay alguna diferencia entre las propiedades intensivas del líquido saturado a una temperatura dada y las del líquido de una mezcla saturada a la misma temperatura?

3-6C ¿Es cierto que el agua hierve a temperaturas mayores cuando se expone a presiones más altas? Explique su respuesta.

3-7C Si la presión de una sustancia se incrementa durante un proceso de ebullición, ¿la temperatura también aumentará o permanecerá constante? ¿Por qué?

3-8C ¿Por qué la temperatura y la presión son propiedades dependientes en la región de mezcla saturada?

3-9C ¿Cuál es la diferencia entre el punto crítico y el punto triple?

3-10C ¿Es posible tener vapor de agua a –10°C?

3-11C Un hombre está cocinando un estofado de res para su familia en una cacerola que se encuentra *a*) descubierta, *b*) cubierta con una tapa ligera y *c*) cubierta con una tapa pesada. ¿En cuál de estos casos el tiempo de cocción será más corto? ¿Por qué?

3-12C ¿Cómo difiere el proceso de ebullición a presiones supercríticas del proceso de ebullición a presiones subcríticas.

Tablas de propiedades

3-13C ¿En qué tipo de recipiente un volumen determinado de agua hierve a mayor temperatura: en uno alto y angosto o en otro chico y amplio? Explique.

3-14C La tapa de una olla que ajusta bien con frecuencia queda pegada después de cocinar y es muy difícil quitarla cuando el recipiente se enfría. Explique por qué sucede esto y qué haría usted para quitar la tapa.

3-15C Se sabe que en un medio más frío el aire caliente tiende a subir. Considere una mezcla tibia de aire y gasolina en la parte superior de una lata abierta de gasolina. ¿Considera que esta mezcla de gas subirá en un medio más frío?

3-16C En 1775, en Escocia, el Dr. William Cullen produjo hielo al crear vacío en un recipiente de agua. Explique cómo funciona este dispositivo y analice cómo se puede llevar a cabo de manera más eficiente este proceso.

3-17C ¿La cantidad de calor absorbido cuando 1 kg de agua líquida saturada hierve a 100°C tiene que ser igual a la cantidad de calor liberado cuando se condensa 1 kg del vapor de agua saturado a 100°C?

3-18C ¿El punto de referencia seleccionado para las propiedades de una sustancia tiene algún efecto en un análisis termodinámico? ¿Por qué?

3-19C ¿Cuál es el significado físico de h_{fg}? ¿Es posible obtenerlo a partir de h_f y h_g? ¿Cómo?

3-20C ¿Es cierto que se requiere más energía para evaporar 1 kg de agua líquida saturada a 100°C que a 120°C?

3-21C ¿Qué es la calidad? ¿Tiene algún significado en la región de vapor sobrecalentado?

3-22C ¿Qué proceso requiere más energía: evaporar por completo 1 kg de agua líquida saturada a 1 atm de presión o evaporar 1 kg de agua líquida saturada a una presión de 8 atm?

3-23C ¿h_{fg} cambia con la presión? ¿Cómo?

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan el sistema SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono de CD-EES se resuelven por medio del software EES, mientras que las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES anexo.

3-24C ¿Es posible expresar la calidad como la relación entre el volumen ocupado por la fase de vapor y el volumen total? Explique.

3-25C Si no se cuenta con tablas para líquido comprimido, ¿cómo se determina el volumen específico de un líquido comprimido a P y T dadas?

3-26 Complete esta tabla para el H_2O:

T, °C	P, kPa	v, m³/kg	Descripción de fase
50		4.16	
	200		Vapor saturado
250	400		
110	600		

3-27 Retome el problema 3-26 y con el software EES (u otro) determine las propiedades faltantes del agua. Repita la solución para los refrigerantes 134a y 22, y el amoniaco.

3-28E Complete esta tabla para el H_2O:

T, °F	P, psia	u, Btu/lbm	Descripción de fase
300		782	
	40		Líquido saturado
500	120		
400	400		

3-29E tome el problema 3-28E y con el software EES (u otro) determine las propiedades faltantes del agua. Repita la solución para los refrigerantes 134a y 22, y para el amoniaco.

3-30 Complete esta tabla para el H_2O:

T, °C	P, kPa	h, kJ/kg	x	Descripción de fase
	200		0.7	
140		1 800		
	950		0.0	
80	500			
	800	3 162.2		

3-31 Complete esta tabla para el refrigerante 134a:

T, °C	P, kPa	v, m³/kg	Descripción de fase
−8	320		
30		0.015	
	180		Vapor saturado
80	600		

3-32 Complete esta tabla para el refrigerante 134a:

T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	Descripción de fase
20		95	
−12			Líquido saturado
	400	300	
8	600		

3-33E Complete esta tabla para el refrigerante 134a:

T, °F	P, psia	h, Btu/lbm	x	Descripción de fase
	80	78		
15			0.6	
10	70			
	180	129.46		
110			1.0	

3-34 Complete esta tabla para el H_2O:

T, °C	P, kPa	v, m³/kg	Descripción de fase
140		0.05	
	550		Líquido saturado
125	750		
500		0.140	

3-35 Complete esta tabla para el H_2O:

T, °C	P, kPa	u, kJ/kg	Descripción de fase
	400	1 450	
220			Vapor saturado
190	2 500		
	4 000	3 040	

3-36 Un recipiente rígido de 1.8 m³ contiene vapor a 220°C. Un tercio del volumen está en la fase líquida y el resto en forma de vapor. Determine *a*) la presión del vapor, *b*) la calidad de la mezcla saturada y *c*) la densidad de la mezcla.

FIGURA P3-36

3-37 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.85 kg de refrigerante 134a a −10°C. El émbolo, que posee libertad de movimiento, tiene una masa de 12 kg y un diámetro de 25 cm. La presión atmosférica local es de 88 kPa. Si se transfiere ca-

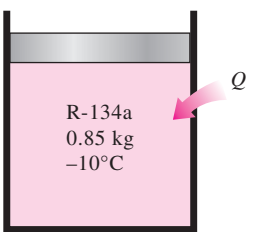


FIGURA P3-37

lor al refrigerante 134a hasta que la temperatura sea de 15°C, determine *a*) la presión final, *b*) el cambio en el volumen del cilindro y *c*) el cambio en la entalpía del refrigerante 134a.

3-38E La temperatura en una olla de presión mientras se cocina al nivel del mar es 250°F. Determine la presión absoluta dentro de la olla en psia y en atm. ¿Cambiaría su respuesta si la olla se ubicara en un sitio con mayor elevación?

FIGURA P3-38E

3-39E Regularmente, la presión atmosférica en un lugar se especifica en condiciones estándar, pero cambia con las condiciones climáticas. Como suelen decir quienes pronostican el clima, la presión atmosférica baja con el clima tempestuoso y sube en los días claros y soleados. Si la diferencia de presión entre las dos condiciones extremas es de como 0.3 pulgadas de mercurio, determine cuánto variará la temperatura de ebullición del agua cuando las condiciones del clima cambian de un extremo a otro.

3-40 Una persona hierve comida en una olla de 30 cm de diámetro la cual está cubierta con una tapa ajustada, después deja enfriar la comida a la temperatura ambiente de 20°C. La masa total del alimento y la olla es de 8 kg. Ahora, la persona trata de abrir la olla levantando la tapa. Si se supone que no entró aire a la olla durante el enfriamiento, determine si la tapa se retira de la olla o se levanta junto con ella.

3-41 Se hierve agua a nivel del mar en una olla de acero inoxidable de 30 cm de diámetro colocada sobre una parrilla eléctrica de 3 kW. Si 60 por ciento del calor generado por la parrilla se transfiere al agua durante la ebullición, determine la tasa de evaporación del agua.

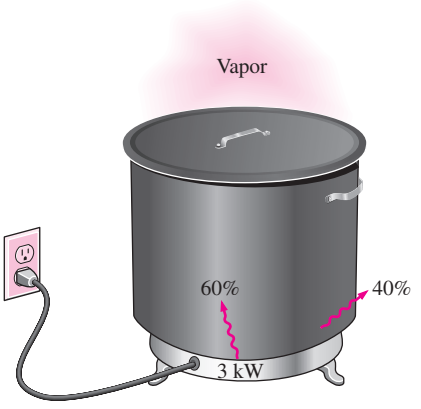


FIGURA P3-41

3-42 Repita el problema 3-41 para un lugar situado a una altura de 1 500 m donde la presión atmósferica es de 84.5 kPa y, por lo tanto, la temperatura de ebullición es 95°C.

3-43 Se hierve agua a 1 atm de presión en una vasija de acero inoxidable cuyo interior mide 25 cm de diámetro y que está sobre una estufa eléctrica. Si se observa que el nivel del agua en la vasija disminuye 10 cm en 45 min, determine la velocidad de transferencia de calor a la vasija.

3-44 Retome el problema 3-43 y considere que la vasija se halla en un sitio a una altura de 2 000 m, donde la presión atmosférica estándar es de 79.5 kPa.

3-45 El vapor saturado a 30°C proveniente de la turbina de una central generadora a vapor se condensa a una tasa de 45 kg/h en el exterior de un tubo de 35 m de largo y 3 cm de diámetro. Determine la tasa de transferencia de calor del vapor hacia el agua de enfriamiento que fluye por el tubo.

3-46 La presión atmosférica promedio en Denver (altura = 1 610 m) es 83.4 kPa. Determine la temperatura a la que hierve el agua, en esa ciudad, dentro de una vasija descubierta. *Respuesta:* 94.6°C

3-47 En una vasija de 5 cm de profundidad hierve agua a 98°C. ¿A qué temperatura hervirá el agua en una vasija de 40 cm de profundidad? Suponga que ambas vasijas están llenas.

3-48 Una olla cuyo diámetro interno es de 20 cm está llena de agua y cubierta con una tapa de 4 kg. Si la presión atmosférica local es 101 kPa, determine la temperatura a la que comenzará a hervir el agua una vez que se calienta.

Respuesta : 100.2°C

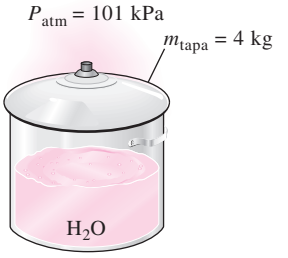


FIGURA P3-48

3-49 Reconsidere el problema 3-48 y con el software EES (u otro) investigue el efecto que la masa de la tapa tiene sobre la temperatura de ebullición del agua en la vasija, pero suponga que la masa varía de 1 kg a 10 kg y grafique la temperatura de ebullición contra la masa de la tapa. Analice los resultados.

3-50 En un dispositivo vertical de cilindro-émbolo se calienta agua. El émbolo tiene una masa de 20 kg y un área en su sección transversal de 100 cm^2. Si la presión atmosférica local es 100 kPa, determine la temperatura a la que el agua comienza a hervir.

3-51 Un recipiente rígido con un volumen de 2.5 m^3 contiene 15 kg de una mezcla saturada líquido-vapor de agua a 75°C. El agua se calienta lentamente. Determine la temperatura a la que el líquido en el recipiente se evapora por completo y también muestre el proceso en un diagrama *T*-*v* con respecto a las líneas de saturación. *Respuesta:* 187.0°C

3-52 Un recipiente rígido contiene 2 kg de refrigerante 134a a 800 kPa y 120°C. Determine el volumen del recipiente y la energía interna total. *Respuestas:* 0.0753 m^3, 655.7 kJ

3-53E Un recipiente rígido de 5 $pies^3$ contiene 5 lbm de agua a 20 psia. Determine: *a*) la temperatura, *b*) la entalpía total y *c*) la masa de cada fase de agua.

3-54 Un recipiente de 0.5 m^3 contiene 10 kg de refrigerante 134a a −20°C. Determine: *a*) la presión, *b*) la energía interna total y *c*) el volumen que ocupa la fase líquida. *Respuestas: a*) 132.82 kPa, *b*) 904.2 kJ, *c*) 0.00489 m^3

3-55 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.1 m^3 de agua líquida y 0.9 m^3 de vapor de agua en equilibrio a 800 kPa. Se transfiere calor a presión constante hasta que la temperatura alcanza 350°C.

a) ¿Cuál es la temperatura inicial del agua?
b) Determine la masa total del agua.
c) Calcule el volumen final.
d) Muestre el proceso en un diagrama *P*-*v* con respecto a las líneas de saturación.

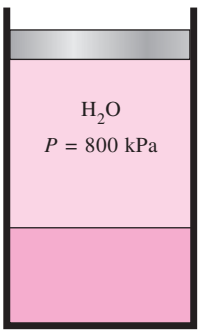


FIGURA P3-55

3-56 Reconsidere el problema 3-55 y con el software EES (u otro) investigue el efecto de la presión sobre la masa total de agua en el recipiente, pero suponga que la presión varía de 0.1 MPa a 1 MPa y grafique la masa total de agua en función de la presión. Analice los resultados. También, muestre el proceso del problema 3-55 en un diagrama *P*-*v* usando la característica de graficación del EES.

3-57E El vapor de agua sobrecalentado a 180 psia y 500°F se deja enfriar a volumen constante hasta que la temperatura desciende a 250°F. En el estado final, determine *a*) la presión, *b*) la calidad y *c*) la entalpía. Asimismo, muestre el proceso en un diagrama *T*-*v* con respecto a las líneas de saturación. *Respuestas: a*) 29.84 psia, *b*) 0.219, *c*) 426.0 Btu/lbm

3-58E considere el problema 3-57E y mediante el software EES (u otro) investigue el efecto de la presión inicial sobre la calidad de agua en el estado final, pero suponga que la presión varía de 100 psi a 300 psi. Grafique la calidad en función de la presión inicial y analice los resultados. Asimismo, muestre el proceso del problema 3-57E en un diagrama *T*-*v* por medio de la característica de graficación del EES.

3-59 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 50 L de agua líquida a 40°C y 200 kPa. Se transfiere calor al agua a presión constante hasta que se evapora toda.

a) ¿Cuál es la masa del agua?
b) ¿Cuál es la temperatura final?
c) Determine el cambio de entalpía total.
d) Muestre el proceso en un diagrama *T*-*v* con respecto a las líneas de saturación.

Respuestas : a) 49.61 kg, *b*) 120.21°C, *c*) 125 943 kJ

3-60 Un recipiente rígido de 0.3 m^3 contiene inicialmente una mezcla saturada líquido-vapor a 150°C. El agua se calienta hasta que alcanza el estado crítico. Determine la masa del agua líquida y el volumen que ocupa el líquido en el estado inicial. *Respuestas:* 96.10 kg, 0.105 m^3

3-61 Determine el volumen específico, la energía interna y la entalpía del agua líquida comprimida a 100°C y 15 MPa usando la aproximación de líquido saturado. Compare estos valores con los que se ofrecen en las tablas de líquido comprimido.

3-62 Retome el problema 3-61 y con el software EES (u otro) determine las propiedades indicadas del líquido comprimido y compárelas con las obtenidas por medio de la aproximación de líquido saturado.

3-63E Un recipiente rígido de 15 $pies^3$ contiene una mezcla saturada de refrigerante 134a a 50 psia. Si el líquido saturado ocupa 20 por ciento del volumen, determine la calidad y la masa total del refrigerante en el recipiente.

3-64 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.8 kg de vapor a 300°C y 1 MPa. El vapor se enfría a presión constante hasta que se condensa la mitad de la masa.

a) Muestre el proceso mediante un diagrama *T*-*v*.
b) Encuentre la temperatura final.
c) Determine el cambio de volumen.

3-65 Un recipiente rígido contiene vapor de agua a 250°C y una presión desconocida. Cuando el recipiente se enfría a 150°C, el vapor se empieza a condensar. Estime la presión inicial en el recipiente. *Respuesta:* 0.60 MPa

3-66 En cierto lugar, mediante una parrilla eléctrica de 2 kW se suministra calor para hervir el agua contenida en una olla provista con una tapa mal ajustada. La cantidad de agua en la olla disminuye 1.19 kg en 30 minutos. Si se estima que 75 por ciento de la electricidad que consume la parrilla se transfiere al agua como calor, determine la presión atmosférica local en ese lugar. *Respuesta:* 85.4 kPa

3-67 Un recipiente rígido contiene al principio 1.4 kg de agua líquida saturada a 200°C. En este estado, el agua ocupa 25 por ciento del volumen y el aire el resto. Se suministra calor al agua hasta que el recipiente contiene sólo vapor saturado. Determine *a*) el volumen del recipiente *b*) la temperatura y la presión finales y *c*) el cambio de energía interna del agua.

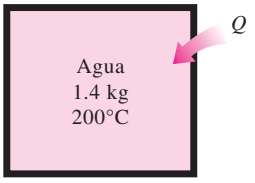


FIGURA P3-67

3-68 Un dispositivo que consta de cilindro-émbolo al inicio contiene vapor a 3.5 MPa, sobrecalentado en 5°C. El vapor pierde calor hacia el entorno y el émbolo desciende hasta chocar con unos topes, punto en el que el cilindro contiene agua líquida saturada. El enfriamiento continúa hasta que el cilindro contiene agua a 200°C. Determine *a*) la temperatura inicial, *b*) el cambio de entalpía por unidad de masa del vapor en el momento en que el émbolo llega a los topes y *c*) la presión final y la calidad (si hay mezcla).

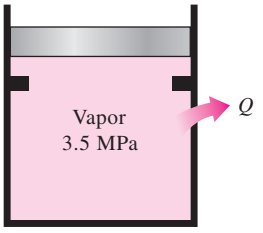


FIGURA P3-68

Gas ideal

3-69C El propano y el metano se usan comúnmente en invierno para calefacción, y su fuga, incluso durante periodos cortos, representa un peligro de incendio en los hogares. ¿Cuál fuga de gas considera que representa un mayor riesgo de incendio? Explique.

3-70C ¿En qué condiciones es apropiado suponer como gas ideal a los gases reales?

3-71C ¿Cuál es la diferencia entre R y R_u? ¿Cómo se relacionan estas cantidades?

3-72C ¿Cuál es la diferencia entre masa y masa molar? ¿Cómo se relacionan?

3-73 Un globo esférico con un diámetro de 6 m se llena con helio a 20°C y 200 kPa. Determine el número de moles y la masa del helio en el globo. *Respuestas:* 9.28 kmol, 37.15 kg

3-74 Reconsidere el problema 3-73 y utilice el software EES (u otro) para investigar el efecto del diámetro del globo sobre la masa de helio contenida en éste para las presiones de *a*) 100 kPa y *b*) 200 kPa. Suponga que el diámetro varía de 5 a 15 m. Grafique la masa de helio en función del diámetro para ambos casos.

3-75 La presión en una llanta de automóvil depende de la temperatura del aire en aquélla: cuando la temperatura del aire es de 25°C, la presión manométrica es de 210 kPa. Si el volumen de la llanta es 0.025 m^3, determine el aumento de presión en ésta cuando la temperatura del aire aumenta a 50°C. También, determine la cantidad de aire que debe sacarse para regresar la presión a su valor original. Suponga que la presión atmosférica es 100 kPa.

FIGURA P3-75

3-76E El aire en una llanta de automóvil con un volumen de 0.53 $pies^3$ está a 90°F y 20 psig. Determine la cantidad de aire que debe agregarse para elevar la presión al valor recomendado de 30 psig. Suponga que la presión atmosférica es 14.6 psia y que la temperatura y el volumen permanecen constantes. *Respuesta:* 0.0260 lbm

3-77 El medidor de presión en un recipiente de 2.5 m^3 con oxígeno indica 500 kPa. Determine la cantidad de oxígeno en el recipiente si la temperatura es 28°C y la presión atmosférica es 97 kPa.

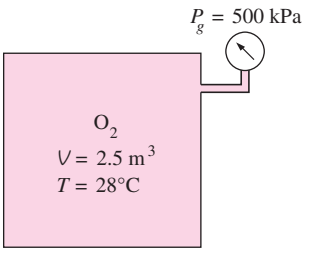


FIGURA P3-77

3-78E Un recipiente rígido contiene 20 lbm de aire a 20 psia y 70°F. Se añade aire al recipiente hasta que la presión aumenta a 35 psia y la temperatura sube a 90°F. Determine la cantidad de aire añadido al recipiente. *Respuesta:* 13.73 lbm

3-79 Un recipiente rígido de 400 L contiene 5 kg de aire a 25°C. Determine la lectura que ofrecerá el manómetro si la presión atmosférica es de 97 kPa.

3-80 Un recipiente de 1 m^3 que contiene aire a 25°C y 500 kPa se conecta por medio de una válvula a otro recipiente que contiene 5 kg de aire a 35°C y 200 kPa. En seguida, se abre la válvula y se deja que todo el sistema alcance el equilibrio térmico con el entorno, el cual se halla a 20°C. Determine el volumen del segundo recipiente y la presión final de equilibrio del aire. *Respuestas:* 2.21 m^3, 284.1 kPa

Factor de compresibilidad

3-81C ¿Cuál es el significado físico del factor de compresibilidad *Z*?

3-82C ¿Cuál es el principio de los estados correspondientes?

3-83C ¿Cómo se definen la presión y la temperatura reducidas?

3-84 Determine el volumen específico del vapor de agua sobrecalentado a 10 MPa y 400°C, usando: *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la gráfica de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de vapor. Determine también el error en los dos primeros casos. *Respuestas: a*) 0.03106 m^3/kg, 17.6 por ciento; *b*) 0.02609 m^3/kg, 1.2 por ciento; *c*) 0.02644 m^3/kg

3-85 Retome el problema 3-84 y resuélvalo por medio de la característica de factor generalizado de compresibilidad del software EES. Utilice el software de nuevo para comparar en los tres casos el volumen específico del agua a 10 MPa y un intervalo de temperatura entre 325 y 600°C con incrementos de 25°C. Grafique el error porcentual en que se incurre al usar la aproximación de gas ideal en función de la temperatura y analice los resultados.

3-86 Determine el volumen específico del vapor del refrigerante 134a a 0.9 MPa y 70°C con base en *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la gráfica de compresibilidad generalizada y *c*) los datos que ofrecen las tablas. También, determine el error en los dos primeros casos.

3-87 Determine el volumen específico de gas nitrógeno a 10 MPa y 150 K con base en *a*) la ecuación de gas ideal y *b*) la gráfica de compresibilidad generalizada. Compare estos resultados con el valor experimental de 0.002388 m^3/kg y determine el error en cada caso. *Respuestas: a*) 0.004452 m^3/kg, 86.4 por ciento; *b*) 0.002404 m^3/kg, 0.7 por ciento

3-88 Determine el volumen específico del vapor de agua sobrecalentado a 3.5 MPa y 450°C con base en *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la gráfica de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de vapor. Determine el error en que se incurre en los dos primeros casos.

3-89E El refrigerante 134a a 400 psia tiene un volumen específico de 0.13853 ft^3/lbm. Determine la temperatura del refrigerante con base en *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la gráfica de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de refrigerante.

3-90 Un recipiente de 0.016773 m^3 contiene 1 kg de refrigerante 134a a 110°C. Determine la presión del refrigerante, con *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la gráfica de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de refrigerante.
Respuestas: a) 1.861 MPa, *b*) 1.583 MPa, *c*) 1.6 MPa

3-91 Alguien afirma que el gas oxígeno a 160 K y 3 MPa se puede tratar como gas ideal con un error menor a 10 por ciento. ¿Es válida esta afirmación?

3-92 ¿Cuál es el porcentaje de error en que se incurre al tratar al dióxido de carbono a 3 MPa y 10°C como un gas ideal? *Respuesta:* 25 por ciento

3-93 ¿Cuál es el porcentaje de error en que se incurre al tratar al dióxido de carbono a 7 MPa y 380 K como un gas ideal?

3-94 Gas dióxido de carbono a 3 MPa y 500 K entra a una tubería a una tasa de 2 kg/s. El CO_2 se enfría a presión constante a medida que fluye por la tubería, por lo que la temperatura desciende a 450 K en la salida. Determine el flujo volumétrico y la densidad del dióxido de carbono en la entrada y el flujo volumétrico en la salida del tubo con *a*) la ecuación de gas ideal y *b*) la gráfica de compresibilidad generalizada; asimismo, determine *c*) el error en cada caso.

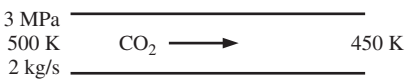


FIGURA P3-94

Otras ecuaciones de estado

3-95C ¿Cuál es el significado físico de las dos constantes que aparecen en la ecuación de estado de Van der Waals? ¿Sobre qué base se determinan?

3-96 Un recipiente de 3.27 m^3 contiene 100 kg de nitrógeno a 175 K. Determine la presión en el recipiente con *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la ecuación de Van der Waals y *c*) la ecuación de Beattie-Bridgeman. Compare sus resultados con el valor real de 1 505 kPa.

3-97 Un recipiente de 1 m^3 contiene 2.841 kg de vapor a 0.6 MPa. Determine la temperatura del vapor con *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la ecuación de Van der Waals y *c*) las tablas de vapor *Respuestas: a*) 457.6 K, *b*) 465.9 K, *c*) 473 K

3-98 Retome el problema 3-97 y resuélvalo con el software EES (u otro). Utilice nuevamente el software con la finalidad de comparar la temperatura del agua para los tres casos a un volumen específico constante en el intervalo entre 0.1 MPa y 1 MPa, con incrementos de 0.1

MPa. Grafique el error porcentual en que se incurre al usar la aproximación de gas ideal en función de la presión y analice los resultados.

3-99E El refrigerante 134a a 100 psia tiene un volumen específico de 0.54022 ft^3/lbm. Determine la temperatura del refrigerante con base en *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la ecuación de Van der Waals y *c*) las tablas del refrigerante.

3-100 El nitrógeno a 150 K tiene un volumen específico de 0.041884 m^3/kg. Determine la presión del nitrógeno con *a*) la ecuación de gas ideal y *b*) la ecuación de Beattie-Bridgeman. Compare sus resultados con el valor experimental de 1 000 kPa.

Respuestas: a) 1 063 kPa, *b*) 1 000.4 kPa

3-101 Retome el problema 3-100 y mediante el software EES (u otro) compare los resultados de presión obtenidas a partir de las ecuaciones de gas ideal y la de Beattie-Bridgeman con los datos de nitrógeno que proporciona el EES. Grafique la temperatura en función del volumen específico para una presión de 1 000 kPa respecto a las líneas de líquido saturado y de vapor saturado del nitrógeno en un intervalo de 110 K $< T <$ 150 K.

Tema especial: presión de vapor y equilibrio de fases

3-102 Un vaso con agua se halla en una habitación que está a 20°C, con 60 por ciento de humedad relativa. Si la temperatura del agua es de 15°C, determine la presión de vapor *a*) en la superficie libre del agua y *b*) en un lugar de la habitación lejos del vaso.

3-103 En la playa, en cierto momento de un día cálido de verano la temperatura del aire es de 30°C. Alguien afirma que la presión de vapor en el aire es de 5.2 kPa. ¿Es ésta una afirmación razonable?

3-104 Cierto día la temperatura y la humedad relativa del aire en una piscina grande se estiman como 20°C y 40 por ciento, respectivamente. Determine la temperatura del agua contenida en la alberca cuando se establecen las condiciones de equilibrio de fase entre el agua de la piscina y el vapor en el aire.

3-105 Se tienen dos habitaciones idénticas excepto en que una se mantiene a 30°C con 40 por ciento de humedad relativa mientras la otra está a 20°C con 70 por ciento. Si la cantidad de humedad es proporcional a la presión de vapor, determine cuál habitación contiene más humedad.

3-106E Un termo semilleno con agua se deja abierto al aire atmosférico el cual está a 70°F con 35 por ciento de humedad relativa. Si la transferencia de calor hacia el agua a través de las paredes del termo y la superficie libre es insignificante, determine la temperatura del agua cuando se establece el equilibrio de fases.

3-107 Durante un cálido día de verano, cuando la temperatura del aire es de 35°C y la humedad relativa de 70 por ciento, una persona compra en una tienda una bebida enlatada que se supone está "fría". El tendero afirma que la temperatura de la bebida es inferior a 10°C; sin embargo, la bebida no se siente tan fría y el comprador duda al respecto puesto que no se observa condensación en el exterior de la lata. ¿Es posible que el dueño de la tienda esté diciendo la verdad?

Problemas de repaso

3-108 La combustión en un motor de gasolina se puede aproximar mediante un proceso de adición de calor a volumen constante. En el cilindro existe una mezcla aire-combustible antes de la combustión y gases de combustión después de ésta, y ambos se pueden aproximar como aire, un gas ideal. En un motor de gasolina, el cilindro contiene 1.8 MPa y 450°C antes de la combustión y 1 300°C después de ésta. Determine la presión al final del proceso de combustión.

Respuestas: 3 916 kPa

FIGURA P3-108

3-109 Un recipiente rígido contiene un gas ideal a 300 kPa y 600 K. La mitad del gas se extrae del recipiente y se observa que éste se halla a 100 kPa al final del proceso. Determine *a*) la temperatura final del gas y *b*) la presión final si no se extrae masa del recipiente y se alcanza la misma temperatura final al terminar el proceso.

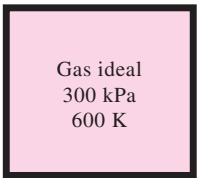


FIGURA P3-109

3-110 El gas dióxido de carbono a 3 MPa y 500 K fluye de forma constante en una tubería a una tasa de 0.4 kmol/s. Determine *a*) los flujos volumétrico y másico y la densidad del dióxido de carbono en este estado. Si el CO_2 se enfría a pre-

FIGURA P3-110

sión constante cuando fluye en la tubería de modo que su temperatura desciende hasta 450 K a la salida, determine *b*) el flujo volumétrico a la salida de la tubería.

3-111 Un dispositivo que consta de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.2 kg de vapor a 200 kPa y 300°C. Ahora, se deja enfriar el vapor hasta que llega a 150°C. Determine el cambio de volumen del cilindro durante este proceso por medio del factor de compresibilidad y compare el resultado con el valor real.

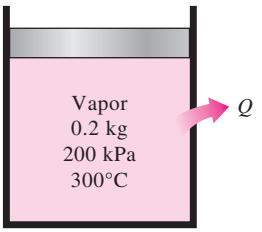


FIGURA P3-111

3-112 La combustión en un motor diesel se puede modelar como un proceso de adición de calor a presión constante, con aire en el cilindro antes y después de la combustión. Considere un motor de este tipo cuyas condiciones en el cilindro son 950 K con 75 cm^3 antes de la combustión y 150 cm^3 después de ésta. El motor opera con una relación aire-combustible de 22 kg de aire/kg de combustible (la masa del aire dividida entre la masa del combustible). Determine la temperatura después del proceso de combustión.

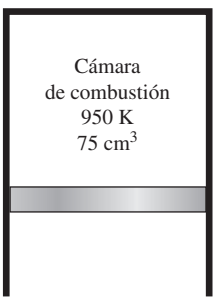


FIGURA P3-112

3-113 Para el vapor, con diagramas de propiedades que se indican abajo trace (pero no a escala) las líneas de líquido saturado y vapor saturado, y señale los siguientes procesos y estados. Use flechas para indicar la dirección del proceso y marque los estados inicial y final:

a) En un diagrama *P*-v trace el proceso de temperatura constante por el estado $P = 300$ kPa, $v = 0.525$ m^3/kg cuando la presión cambia de $P_1 = 200$ kPa a $P_2 = 400$ kPa. Coloque el valor de la temperatura en la curva de proceso sobre el diagrama *P*-v.

b) En un diagrama *T*-v trace el proceso a volumen específico constante por el estado $T = 120$°C, $v = 0.7163$ m^3/kg de $P_1 = 100$ kPa a $P_2 = 300$ kPa. Para este conjunto de datos coloque sobre su eje tanto los valores de temperatura en los estados 1 y 2 como el valor del volumen específico.

3-114 La medición de la presión manométrica de una llanta de automóvil es de 200 kPa antes de un viaje, y de 220 kPa después del viaje por un lugar donde la presión atmosférica es de 90 kPa. Suponiendo que el volumen de la llanta permanece constante en 0.035 m^3, determine el incremento porcentual de la temperatura absoluta del aire dentro de la llanta.

3-115 A pesar de que los globos aerostáticos existen desde 1783, fecha en que el primero de ellos surcó los cielos de Francia, un gran adelanto tuvo lugar en 1960 con el diseño del moderno globo de aire caliente que utiliza propano como combustible de bajo costo y está hecho de un tejido de nylon muy ligero. Con el tiempo, el vuelo en globo se ha vuelto deporte y pasatiempo de mucha gente. A diferencia de los globos que se llenan con gas helio ligero, los de aire caliente están abiertos a la atmósfera, por lo tanto su presión es siempre la misma que la atmosférica local y, en consecuencia, el globo nunca está en peligro de explotar.

El diámetro de los globos de aire caliente varía entre 15 y 25 m. El aire dentro del globo se calienta mediante un quemador de propano localizado en la parte superior de la góndola. Las flamas del quemador calientan el aire en la cavidad del globo y elevan su temperatura en la parte superior de 65°C a más de 120°C, que se mantiene en los niveles deseados al encender de forma periódica el quemador. La fuerza de flotación

FIGURA P3-115

© Vol. 1/PhotoDisc

que empuja al globo hacia arriba es proporcional a la densidad del aire más frío fuera del globo y al volumen de éste, y se puede expresar como

$$F_B = r_{\text{aire frío}} g V_{\text{globo}}$$

donde g es la aceleración gravitacional. Cuando la resistencia del aire es insignificante, la fuerza de flotación es opuesta debido a 1) el peso del aire caliente en el globo, 2) el peso de la góndola, las cuerdas y el material del globo y 3) el peso de la gente y de otra carga en la góndola. El operador puede controlar la altura y el movimiento vertical del globo al encender el quemador o dejar escapar un poco del aire caliente que se remplaza por aire frío. El movimiento del globo hacia adelante se debe a los vientos.

Considere un globo de 20 m de diámetro con aire caliente que, junto con su góndola, tiene una masa de 80 kg cuando está vacío. Este globo se mantiene en el aire en un sitio donde la presión atmosférica y la temperatura son 90 kPa y 15°C, respectivamente, mientras transporta a 3 personas de 65 kg. Determine la temperatura promedio del aire en el globo. ¿Cuál sería su respuesta si la temperatura del aire atmosférico fuese 30°C?

3-116 Retome el problema 3-115 y mediante el software EES (u otro) investigue el efecto que tiene la temperatura ambiente sobre la temperatura promedio del aire dentro del globo cuando éste flota. Suponga que la temperatura ambiente varía de −10°C a 30°C y grafique la temperatura promedio del aire en el globo contra la temperatura ambiente. Analice los resultados e investigue cómo afecta el número de personas transportadas en la temperatura del aire del globo.

3-117 Considere un globo de 18 m de diámetro con aire caliente que, junto con su góndola, tiene una masa de 120 kg cuando está vacío. El aire en el globo, que ahora lleva dos personas de 70 kg, se calienta con quemadores de propano en un lugar donde la presión y la temperatura atmosféricas son 93 kPa y 12°C, respectivamente. Determine la temperatura promedio del aire del globo cuando éste comienza a elevarse. ¿Cuál sería su respuesta si la temperatura del aire atmosférico fuese 25°C?

3-118E Se observa que el agua en una olla de presión hierve a 260°F. ¿Cuál es la presión absoluta en la olla, en psia?

3-119 Un recipiente rígido con un volumen de 0.117 m^3 contiene 1 kg de vapor de refrigerante 134a a 240 kPa. Si el refrigerante se deja enfriar, determine la presión cuando éste empieza a condensarse. Muestre el proceso en un diagrama P-v con respecto a las líneas de saturación.

3-120 Un recipiente rígido de 4 L contiene 2 kg de mezcla saturada líquido-vapor a 50°C. El agua se calienta lentamente hasta que existe en una sola fase. En el estado final, ¿el agua estará en la fase líquida o en la de vapor? ¿Cuál sería su respuesta si el volumen del recipiente fuera de 400 L en lugar de 4 L?

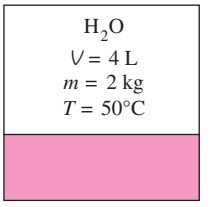


FIGURA P3-120

3-121 Una masa de 10 kg de refrigerante 134a sobrecalentado a 1.2 MPa y 70°C se enfría a presión constante hasta que queda como un líquido comprimido a 20°C.

a) Muestre el proceso en un diagrama T-v con respecto a las líneas de saturación.
b) Determine el cambio de volumen.
c) Encuentre el cambio en la energía interna total.

Respuestas : b) −0.187 m^3, *c)* −1 984 kJ

3-122 Un recipiente rígido de 0.5 m^3 que contiene hidrógeno a 20°C y 600 kPa se conecta mediante una válvula a otro recipiente rígido de 0.5 m^3 que contiene hidrógeno a 30°C y 150 kPa. Luego, se abre la válvula y se deja que el sistema alcance el equilibrio térmico con el entorno, que se encuentra a 15°C. Determine la presión final en el recipiente.

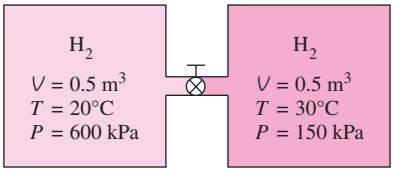


FIGURA P3-122

3-123 Reconsidere el problema 3-122 y por medio del software EES (u otro) investigue el efecto que tiene la temperatura del entorno sobre la presión final de equilibrio en el recipiente. Suponga que la temperatura del entorno varía de –10 a 30°C. Grafique la presión final en el recipiente en función de la temperatura del entorno y analice los resultados.

3-124 Un recipiente de 20 m^3 contiene nitrógeno a 23°C y 600 kPa. Se deja escapar un poco de nitrógeno hasta que la presión en el recipiente disminuye a 400 kPa. Si la temperatura en este punto es 20°C, determine la cantidad de nitrógeno que ha escapado. *Respuesta:* 44.6 kg

3-125 Vapor a 400°C tiene un volumen específico de 0.02 m^3/kg. Determine la presión del vapor con base en *a*) la ecuación de gas ideal, *b*) la gráfica de compresibilidad generalizada y *c*) las tablas de vapor.

Respuestas: a) 15 529 kPa, *b)* 12 576 kPa, *c)* 12 500 kPa

3-126 Un recipiente cuyo volumen se desconoce se divide en dos partes por medio de una separación. Uno de los lados contiene 0.01 m^3 de refrigerante 134a, el cual es un líquido

saturado a 0.8 MPa; el otro lado está al vacío. Después, se elimina la separación y el refrigerante llena todo el recipiente. Si el estado final del refrigerante es 20°C y 400 kPa, determine el volumen del recipiente.

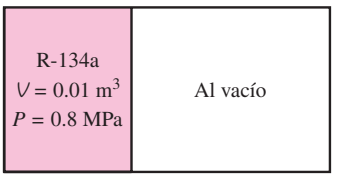


FIGURA P3-126

3-127 Retome el problema 3-126 e investigue mediante el software EES (u otro) el efecto de la presión inicial del refrigerante 134a sobre el volumen del recipiente. Suponga que la presión varía de 0.5 a 1.5 MPa y grafique el volumen del recipiente en función de la presión inicial. Analice los resultados.

3-128 El propano líquido se utiliza como combustible para la calefacción de las casas, accionar montacargas y llenar recipientes portátiles empleados en días de campo. Considere uno de estos recipientes que al inicio contiene 5 L de propano líquido a una temperatura ambiente de 20°C. Si se forma un agujero en el tubo conector del recipiente de propano y éste se empieza a fugar, determine la temperatura del propano cuando la presión en el recipiente disminuya a 1 atm. Asimismo, determine la cantidad total de transferencia de calor del ambiente hacia el recipiente que se necesita para evaporar todo el propano.

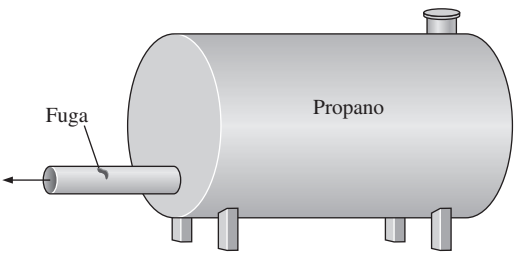


FIGURA P3-128

3-129 Repita el problema 3-128 para el isobutano.

3-130 Un recipiente contiene helio a 100°C y una presión manométrica de 10 kPa. El helio se calienta en un proceso que involucra transferencia de calor desde los alrededores de manera que el elemento alcanza un estado de equilibrio final a 300°C. Determine la presión manométrica final del helio. Suponga que la presión atmosférica es 100 kPa.

3-131 Un recipiente contiene argón a 600°C y 200 kPa manométricos. El argón se enfría en un proceso que involucra transferencia de calor hacia los alrededores de modo que este gas alcanza un estado de equilibrio final a 300°C. Determine la presión manométrica final del argón. Suponga que la presión atmosférica es de 100 kPa.

3-132 Complete los espacios en blanco en la siguiente tabla de propiedades de vapor. En la última columna describa la condición del vapor como líquido comprimido, mezcla saturada, vapor sobrecalentado o información insuficiente y, si es aplicable, dé la calidad.

P, kPa	*T*, °C	*v*, m³/kg	*u*, kJ/kg	Descripción de condición y calidad (si es aplicable)
200	30			
270.3	130			
	400	1.5493		
300		0.500		
500			3 084	

3-133 Complete los espacios en blanco en la siguiente tabla de propiedades del refrigerante 134a. En la última columna describa la condición de esta sustancia como líquido comprimido, mezcla saturada, vapor sobrecalentado o información insuficiente y, si es aplicable, dé la calidad.

P, kPa	*T*, °C	*v*, m³/kg	*u*, kJ/kg	Descripción de condición y calidad (si es aplicable)
320	−12			
1 000	39.37			
	40	0.17794		
180		0.0700		
200			249	

3-134 Para el refrigerante 134a, con diagramas de propiedades indicados abajo trace (pero no a escala) las líneas de líquido saturado y vapor saturado, e indique los siguientes procesos y estados. Use flechas para indicar la dirección del proceso y marque los estados inicial y final:

a) En un diagrama *P*-*v* trace el proceso de temperatura constante por el estado $P = 280$ kPa, $v = 0.06$ m³/kg cuando la presión cambia de $P_1 = 400$ kPa a $P_2 = 200$ kPa. Coloque el valor de la temperatura en la curva de proceso sobre el diagrama *P*-*v*.

b) En un diagrama *T*-*v* trace el proceso a volumen específico constante por el estado $T = 20$°C, $v = 0.02$ m³/kg de $P_1 = 1\,200$ kPa a $P_2 = 300$ kPa. Para este conjunto de datos coloque sobre su eje tanto los valores de temperatura en los estados 1 y 2 como el valor del volumen específico.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FE)

3-135 Un recipiente rígido contiene 6 kg de un gas ideal a 3 atm y 40°C. Se abre una válvula y se deja escapar la mitad de la masa del gas. Si la presión final en el recipiente es 2.2 atm, la temperatura final es

a) 186°C *b*) 59° *c*) −43°C *d*) 20°C *e*) 230°C

3-136 La presión de una llanta de automóvil es 190 kPa (manométrica) antes de viajar y 215 kPa (manométrica) después de un viaje en un lugar donde la presión atmosférica es 95 kPa. Si la temperatura del aire en la llanta antes del viaje es de 25°C, después de éste será

a) 51.1°C *b*) 64.2°C *c*) 27.2°C *d*) 28.3°C *e*) 25.0°C

3-137 Un recipiente rígido de 300 m^3 se llena con una mezcla saturada líquido-vapor de agua a 200 kPa. Si 25 por ciento de la masa es líquido y 75 por ciento vapor, la masa total en el recipiente es

a) 451 kg *b*) 556 kg *c*) 300 kg *d*) 331 kg *e*) 195 kg

3-138 Se hierve agua a 1 atm de presión en una cafetera equipada con un elemento de calentamiento eléctrico que funciona por inmersión. Al comienzo, la cafetera contiene 1 kg de agua, pero una vez que empieza la ebullición la mitad del agua se evapora en 18 minutos. Si la pérdida de calor desde la cafetera es insignificante, la potencia nominal del elemento de calentamiento es

a) 0.90 kW *d*) 1.05 kW
b) 1.52 kW *e*) 1.24 kW
c) 2.09 kW

3-139 Un recipiente rígido de 1 m^3 contiene 10 kg de agua (en cualquier fase o fases) a 160°C. La presión en el recipiente es

a) 738 kPa *d*) 2 000 MPa
b) 618 kPa *e*) 1 618 kPa
c) 370 kPa

3-140 En una vasija de acero inoxidable hierve agua a 1 atm de presión, después se observa que 2 kg de agua líquida se evaporan en 30 min. La tasa de transferencia de calor es

a) 2.51 kW *d*) 0.47 kW
b) 2.32 kW *e*) 3.12 kW
c) 2.97 kW

3-141 A nivel del mar se hierve agua en un recipiente que se halla sobre una estufa. Durante 10 minutos de ebullición se evaporan 200 gramos de agua, entonces la tasa de transferencia de calor hacia el agua es de

a) 0.84 kJ/min *d*) 53.5 kJ/min
b) 45.1 kJ/min *e*) 225.7 kJ/min
c) 41.8 kJ/min

3-142 Un recipiente rígido de 3 m^3 contiene vapor a 10 MPa y 500°C, por lo tanto la masa del vapor es

a) 3.0 kg *b*) 19 kg *c*) 84 kg *d*) 91 kg *e*) 130 kg

3-143 Se tiene una lata sellada llena de refrigerante 134a, el cual está a una temperatura ambiente de 25°C. Se produce una fuga y la presión en la lata disminuye hasta la presión atmosférica de 90 kPa. Se espera que la temperatura del refrigerante en la lata diminuya hasta (redondee al entero más cercano)

a) 0°C *b*) −29°C *c*) −16°C *d*) 5°C *e*) 25°C

Problemas de diseño y ensayo

3-144 Un sólido normalmente absorbe calor cuando se funde, pero se conoce una excepción a temperaturas cercanas al cero absoluto. Averigüe cuál es este sólido y dé una explicación física para este fenómeno.

3-145 Es bien conocido que el agua se congela a 0°C a presión atmosférica. Se dice que la mezcla de hielo y agua líquida a 0°C está en equilibrio estable porque no puede sufrir ningún cambio cuando se aísla de sus alrededores. Sin embargo, cuando el agua está libre de impurezas y las superficies internas del recipiente son lisas, la temperatura del agua puede bajar a −2°C e incluso a valores inferiores sin ninguna formación de hielo a presión atmosférica. En ese estado aun una pequeña perturbación puede iniciar de forma repentina la formación de hielo, cambio después del cual la temperatura del agua se estabiliza en 0°C. Se dice que el agua a −2°C está en un *estado metaestable*. Escriba un ensayo acerca de los estados metaestables y analice cómo difieren de los estables de equilibrio.

3-146 *Entalpía de fusión para experimento con agua. La entalpía de fusión para el agua* (conocida también como *calor latente de fusión*) se obtiene con un *calorímetro de hielo* que se construye con un tubo de cobre cuyos extremos están cerrados y posee dos puertos de acceso. Dentro del calorímetro va un termopar enrollado que sirve como resistencia eléctrica. El calorímetro se llena con agua, se coloca en un congelador y se retira una vez congelada el agua. El calorímetro se aísla con poliestireno y se coloca en una cámara con paredes dobles que contiene hielo picado y agua que proporcionan un entorno a 0°C. Al añadir energía eléctrica a la resistencia el hielo sólido a 0°C se funde para convertirse en agua líquida a 0°C, la energía suministrada para este cambio de fase es la *entalpía de fusión*. Obtenga la entalpía de fusión para el agua por medio del video, la descripción completa y los datos proporcionados, en el DVD anexo.

Capítulo 4

ANÁLISIS DE ENERGÍA DE SISTEMAS CERRADOS

En el capítulo 2 se consideraron varias formas de energía y transferencia de energía, y se desarrolló una relación general para el principio de conservación de energía o balance de energía. Después, en el capítulo 3, se aprendió cómo determinar las propiedades termodinámicas de las sustancias. En este capítulo, se aplica la relación de balance de energía a sistemas que no tienen que ver con ningún flujo másico que cruce sus fronteras; es decir, sistemas cerrados.

Este capítulo inicia con una explicación acerca del *trabajo de fronteras móviles* o *trabajo P dV* que es posible encontrar generalmente en dispositivos reciprocantes (alternativos) como motores de automóviles y compresores. Posteriormente, se presenta la aplicación de la relación del *balance general de energía*, que se expresa de forma simple como $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$, para sistemas relacionados con una sustancia pura. Luego, se definen los calores específicos, se obtienen relaciones para la energía interna y la entalpía de *gases ideales* en términos de calores específicos y cambios de temperatura, y se llevan a cabo balances de energía en varios sistemas en los que intervienen gases ideales. Se repite esto para sistemas relacionados con sólidos y líquidos, que se aproximan como *sustancias incompresibles*.

Objetivos

En el capítulo 4, los objetivos son:

- Examinar el trabajo de fronteras móviles o trabajo *P dV* que se encuentra comúnmente en dispositivos reciprocantes (alternativos) como motores de automóviles y compresores.
- Identificar la primera ley de la termodinámica como un enunciado del principio de conservación de la energía para sistemas cerrados (masa fija).
- Desarrollar el balance general de energía aplicado a sistemas cerrados.
- Definir el calor específico a volumen constante y el calor específico a presión constante.
- Relacionar los calores específicos con el cálculo de cambios en la energía interna y la entalpía de gases ideales.
- Describir sustancias incompresibles y determinar los cambios en su energía interna y entalpía.
- Resolver problemas de balance de energía para sistemas cerrados (masa fija) que tienen que ver con interacciones de calor y trabajo para sustancias puras en general, gases ideales y sustancias incompresibles.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 4, SECC. 1 EN EL DVD.

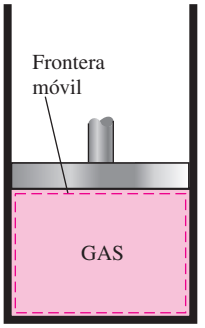


FIGURA 4-1

El trabajo relacionado con una frontera móvil se llama *trabajo de frontera*.

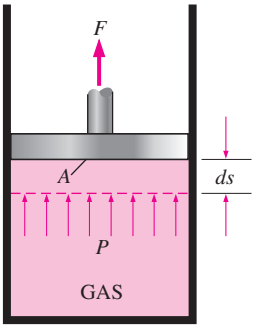


FIGURA 4-2

Un gas realiza una cantidad diferencial de trabajo δW_b cuando éste fuerza al émbolo a moverse una cantidad diferencial ds.

4-1 ▪ TRABAJO DE FRONTERA MÓVIL

Una forma de trabajo mecánico muy común en la práctica es aquella que está relacionada con la expansión o compresión de un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo. Durante este proceso, parte de la frontera (la cara interna del émbolo) se mueve en vaivén; por lo tanto, el trabajo de expansión y compresión suele llamarse **trabajo de frontera móvil** o simplemente **trabajo de frontera** (Fig. 4-1). Algunos lo llaman trabajo $P\,dV$ por razones que se explicarán más adelante. El trabajo de frontera móvil es la principal forma de trabajo relacionado con los *motores de automóviles*. Durante su expansión, los gases de combustión fuerzan al émbolo a moverse, el cual a su vez obliga al cigüeñal a girar.

El trabajo de frontera móvil relacionado con motores o compresores reales no se puede determinar de forma precisa a partir solamente de un análisis termodinámico, porque el émbolo comúnmente se mueve a muy altas velocidades, lo cual dificulta que el gas en el interior mantenga su equilibrio. Entonces, los estados por los que pasa el sistema durante el proceso no se pueden especificar y tampoco es posible trazar alguna trayectoria del proceso. Por ser una función de la trayectoria, el trabajo no se puede determinar de forma analítica sin conocerla. Por lo tanto, el trabajo de frontera en motores o compresores reales se determina mediante mediciones directas.

En esta sección, se analiza el trabajo de frontera móvil para un *proceso de cuasiequilibrio*, durante el cual el sistema permanece cercano al equilibrio todo el tiempo. Un proceso de cuasiequilibrio, llamado también *proceso cuasiestático* es el que siguen muy de cerca los motores reales, en particular cuando el émbolo se mueve a velocidades bajas. En idénticas condiciones, se observa que el trabajo producido por los motores es un máximo, y el que entra a los compresores es un mínimo, cuando se emplean procesos de cuasiequilibrio en lugar de procesos sin cuasiequilibrio. A continuación se evalúa el trabajo relacionado con una frontera móvil para un proceso de cuasiequilibrio.

Considere gas encerrado en el dispositivo de cilindro-émbolo que se muestra en la figura 4-2. La presión inicial del gas es P, el volumen total es V, y el área de sección transversal del émbolo es A. Si se permite al émbolo moverse una distancia ds de modo que se mantenga el cuasiequilibrio, el trabajo diferencial hecho durante este proceso es

$$\delta W_b = F\,ds = PA\,ds = P\,dV \tag{4-1}$$

Es decir, el trabajo de frontera en la forma diferencial es igual al producto de la presión absoluta P y el cambio diferencial en el volumen dV del sistema. Esta expresión también explica por qué el trabajo de frontera móvil se llama a veces trabajo $P\,dV$.

Observe en la ecuación 4-1 que P es la presión absoluta, la cual siempre es positiva. Sin embargo, el cambio de volumen dV es positivo durante un proceso de expansión (incremento de volumen) y negativo durante uno de compresión (disminución de volumen). Así, el trabajo de frontera es positivo durante un proceso de expansión y negativo durante otro de compresión. Por lo tanto, la ecuación 4-1 se puede considerar como una expresión para el trabajo de frontera producido, $W_{b,\text{salida}}$. Un resultado negativo indica entrada de trabajo de frontera (compresión).

El trabajo de frontera total realizado durante el proceso completo a medida que se mueve el émbolo, se obtiene sumando los trabajos diferenciales desde los estados inicial hasta el final.

$$W_b = \int_1^2 P\,dV \qquad \text{(kJ)} \tag{4-2}$$

Esta integral se puede evaluar sólo si se conoce la relación funcional entre P y V durante el proceso; es decir, $P = f(V)$ debe estar disponible. Note que $P = f(V)$ es simplemente la ecuación de la trayectoria del proceso en un diagrama P-V.

El proceso de expansión en cuasiequilibrio descrito se muestra en un diagrama P-V en la figura 4-3, en la que el área diferencial dA es igual a $P\,dV$, que es el trabajo diferencial. El área total A bajo la curva del proceso 1-2 se obtiene sumando estas áreas diferenciales:

$$\text{Área} = A = \int_1^2 dA = \int_1^2 P\,dV \qquad \textbf{(4-3)}$$

Una comparación de esta ecuación con la 4-2 revela que el *área bajo la curva del proceso en un diagrama P-V es igual en magnitud al trabajo hecho durante una expansión en cuasiequilibrio o proceso de compresión de un sistema cerrado*. (En el diagrama P-v, esto representa el trabajo de frontera hecho por unidad de masa.)

Un gas puede seguir varias trayectorias cuando se expande del estado 1 al 2. En general, cada trayectoria tendrá debajo un área diferente y, puesto que ésta representa la magnitud del trabajo, el trabajo hecho será diferente para cada proceso (Fig. 4-4). Esto es de esperarse, ya que el trabajo es una función de la trayectoria (es decir, depende de la trayectoria seguida así como de los estados finales). Si el trabajo no fuera una función de la trayectoria, ningún dispositivo cíclico (motores automotrices, centrales eléctricas) podría operar como productor de trabajo. El trabajo producido por éstos durante una parte del ciclo tendría que ser consumido durante otra, y no habría salida neta de trabajo. El ciclo mostrado en la figura 4-5 produce una salida neta de trabajo porque el trabajo hecho por el sistema durante el proceso de expansión (área bajo la trayectoria A) es mayor al realizado sobre el sistema en el momento de compresión del ciclo (área bajo la trayectoria B), y la diferencia entre estos dos es el trabajo neto hecho durante el ciclo (área sombreada).

Si la relación entre P y V durante un proceso de expansión o compresión se da en términos de datos experimentales en lugar de en forma funcional, es evidente que no se puede llevar a cabo la integración analítica, pero siempre es posible graficar el diagrama P-V del proceso con estos puntos de datos, así como calcular de forma gráfica el área debajo para determinar el trabajo hecho.

En sentido estricto, P es en la ecuación 4-2 la presión sobre la superficie interna del émbolo, y se vuelve igual a la del gas en el cilindro sólo si el proceso es de cuasiequilibrio; por lo tanto, en determinado momento todo el gas en el cilindro está a la misma presión. La ecuación 4-2 también se puede usar para procesos sin cuasiequilibrio siempre y cuando la presión *en la cara interna del émbolo* se use para P. (Además, no se puede hablar de la presión de un *sistema* durante un proceso sin cuasiequilibrio porque las propiedades se definen sólo para estados de equilibrio.) Por lo tanto, se puede generalizar la relación de trabajo de frontera expresándola como

$$W_b = \int_1^2 P_i\,dV \qquad \textbf{(4-4)}$$

donde P_i es la presión en la cara interna del émbolo.

Observe que el trabajo es un mecanismo para la interacción de energía entre un sistema y sus alrededores, y W_b representa la cantidad de energía transferida desde el sistema durante un proceso de expansión (o hacia el sistema durante uno de compresión). Así, tiene que aparecer en alguna otra parte y

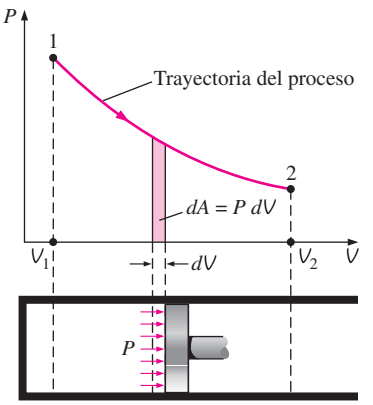


FIGURA 4-3
El área bajo la curva de proceso en un diagrama P-V representa el trabajo de frontera.

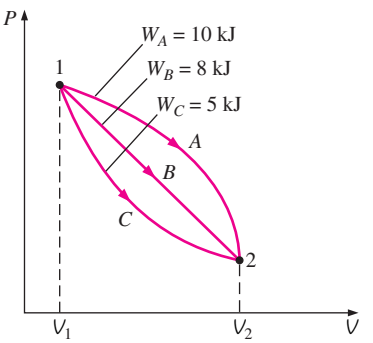


FIGURA 4-4
El trabajo de frontera realizado durante un proceso depende de la trayectoria seguida, así como de los estados finales.

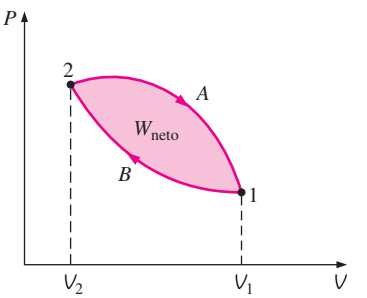


FIGURA 4-5
El trabajo neto hecho durante un ciclo es la diferencia entre el trabajo hecho por el sistema y el trabajo hecho sobre el sistema.

debe ser posible justificarlo porque la energía se conserva. En un motor de automóvil, por ejemplo, el trabajo de frontera realizado mediante la expansión de gases calientes, se usa para vencer la fricción entre el émbolo y el cilindro y así expulsar el aire atmosférico y hacer girar el cigüeñal. Por lo tanto,

$$W_b = W_{\text{fricción}} + W_{\text{atm}} + W_{\text{cigüeñal}} = \int_1^2 (F_{\text{fricción}} + P_{\text{atm}}A + F_{\text{cigüeñal}})\, dx \qquad \textbf{(4-5)}$$

Por supuesto, el trabajo usado para vencer la fricción aparece como calor de fricción y la energía transmitida por el cigüeñal pasa a otros componentes (como las llantas) para efectuar ciertas funciones. Sin embargo, observe que la energía transferida por el sistema como trabajo debe ser igual a la energía que reciben tanto el cigüeñal como la atmósfera y la energía usada para vencer la fricción.

El uso de la relación de trabajo de frontera no se limita a los procesos de cuasiequilibrio de gases, también se puede usar para sólidos y líquidos.

EJEMPLO 4-1 Trabajo de frontera para un proceso a volumen constante

Un recipiente rígido contiene aire a 500 kPa y 150°C. Como resultado de la transferencia de calor hacia los alrededores, la temperatura y la presión dentro del recipiente descienden a 65°C y 400 kPa, respectivamente. Determine el trabajo de frontera hecho durante este proceso.

Solución En un recipiente rígido se enfría aire y se disminuye la presión y la temperatura. Se determinará el trabajo de frontera realizado.

Análisis En la figura 4-6 se muestran un bosquejo del sistema y el diagrama *P*-*V* del proceso. El trabajo de frontera se determina de la ecuación 4-2 como

$$W_b = \int_1^2 P\, \cancelto{0}{dV} = \mathbf{0}$$

Explicación Esto es de esperarse porque un recipiente rígido tiene un volumen constante y $dV = 0$ en esta ecuación. Por lo tanto, en este proceso no se realiza trabajo de frontera: es decir, el trabajo de frontera realizado durante un proceso a volumen constante es siempre cero. Esto también es evidente en el diagrama *P*-*V* del proceso (el área bajo la curva de proceso es cero).

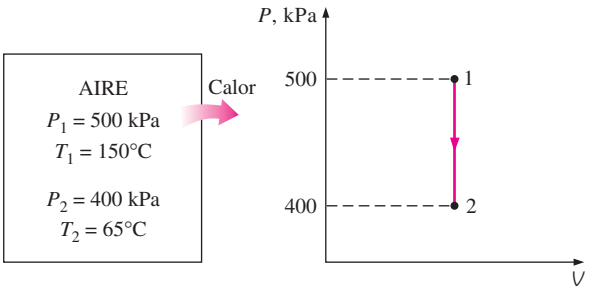


FIGURA 4-6
Esquema y diagrama *P*-*V* para el ejemplo 4-1.

EJEMPLO 4-2 Trabajo de frontera para un proceso a presión constante

Un dispositivo sin fricción que consta de cilindro-émbolo contiene 10 lbm de vapor a 60 psia y 320°F. Se transfiere calor al vapor hasta que la temperatura alcanza 400°F. Si el émbolo no está unido a una flecha y su masa es constante, determine el trabajo que realiza el vapor durante este proceso.

Solución Se calienta vapor en un dispositivo de cilindro-émbolo y la temperatura sube a presión constante. Se determinará el trabajo de frontera que se lleva a cabo.

Análisis En la figura 4-7 se muestran un bosquejo del sistema y el diagrama *P-v* del proceso.

Suposiciones El proceso de expansión es de cuasiequilibrio.

Análisis Aunque no se expresa explícitamente, la presión del vapor dentro del cilindro permanece constante durante este proceso, ya que tanto la presión atmosférica como el peso del émbolo permanecen constantes. Por lo tanto, éste es un proceso a presión constante, por lo que de la ecuación 4-2

$$W_b = \int_1^2 P\,dV = P_0 \int_1^2 dV = P_0(V_2 - V_1) \qquad \textbf{(4-6)}$$

o bien,

$$W_b = mP_0(v_2 - v_1)$$

dado que $V = mv$. De la tabla de vapor sobrecalentado (Tabla A-6E), los volúmenes específicos se determinan como $v_1 = 7.4863$ pies^3/lbm en el estado 1 (60 psia, 320°F) y $v_2 = 8.3548$ pies^3/lbm en el estado 2 (60 psia, 400°F). Si se sustituyen estos valores, se obtiene

$$W_b = (10\ \text{lbm})(60\ \text{psia})[(8.3548 - 7.4863)\ \text{pies}^3/\text{lbm}]\left(\frac{1\ \text{Btu}}{5.404\ \text{psia}\cdot\text{pies}^3}\right)$$

$$= \mathbf{96.4\ Btu}$$

Explicación El signo positivo indica que el sistema realiza trabajo; es decir, el vapor usó 96.4 Btu de su energía para llevar a cabo este trabajo, cuya magnitud podría determinarse también calculando el área bajo la curva del proceso en un diagrama *P-V*, que en este caso es simplemente $P_0\,\Delta V$.

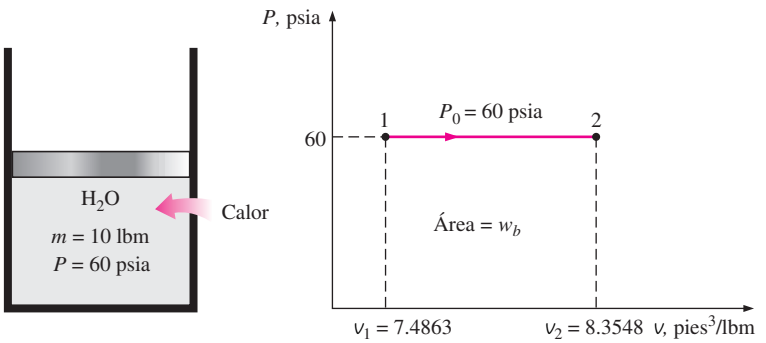


FIGURA 4-7
Esquema y diagrama *P-v* para el ejemplo 4-2.

EJEMPLO 4-3 Compresión isotérmica de un gas ideal

Al inicio un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.4 m^3 de aire a 100 kPa y 80°C. Se comprime el aire a 0.1 m^3 de tal manera que la temperatura dentro del cilindro permanece constante. Determine el trabajo hecho durante este proceso.

Solución Se comprime isotérmicamente aire dentro de un dispositivo de cilindro-émbolo. Se determinará el trabajo de frontera realizado.

Análisis En la figura 4-8 se presenta un bosquejo del sistema y el diagrama *P-V* del proceso.

Suposiciones **1** El proceso de compresión es de cuasiequilibrio. **2** En las condiciones especificadas, se puede considerar que el aire es un gas ideal porque está a una temperatura alta y a una baja presión en relación con sus valores de punto crítico.

Análisis Para un gas ideal a temperatura constante T_0,

$$PV = mRT_0 = C \quad \text{o} \quad P = \frac{C}{V}$$

donde C es una constante. Al sustituir esto en la ecuación 4-2, se obtiene

$$W_b = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 \frac{C}{V}\,dV = C\int_1^2 \frac{dV}{V} = C\,\ln\frac{V_2}{V_1} = P_1V_1\,\ln\frac{V_2}{V_1} \qquad \textbf{(4-7)}$$

En la ecuación 4-7, es posible reemplazar P_1V_1 por P_2V_2 o mRT_0. Asimismo, V_2/V_1 se reemplaza por P_1/P_2 para este caso, ya que $P_1V_1 = P_2V_2$.

Al sustituir los valores numéricos en la ecuación 4-7, se obtiene

$$W_b = (100\ \text{kPa})(0.4\ \text{m}^3)\left(\ln\frac{0.1}{0.4}\right)\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= \mathbf{-55.5\ kJ}$$

Explicación El signo negativo indica que este trabajo se hace sobre el sistema (una entrada de trabajo), que siempre es el caso para procesos de compresión.

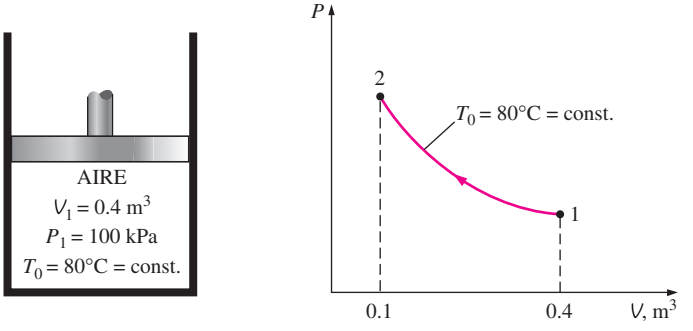


FIGURA 4-8
Esquema y diagrama *P-V* para el ejemplo 4-3.

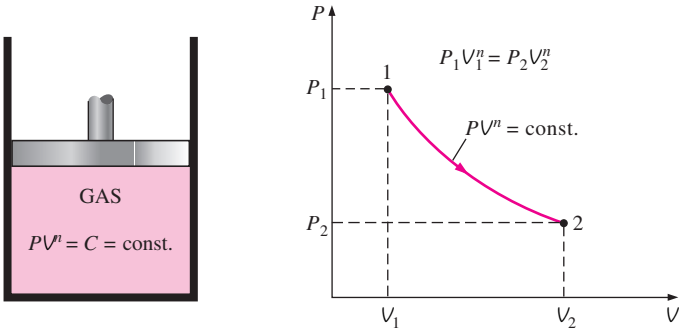


FIGURA 4-9
Esquema y diagrama P-V para un proceso politrópico.

Proceso politrópico

Durante procesos reales de expansión y compresión de gases, la presión y el volumen suelen relacionarse mediante $PV^n = C$, donde n y C son constantes. Un proceso de esta clase se llama **proceso politrópico** (Fig. 4-9). A continuación se desarrolla una expresión general para el trabajo realizado durante un proceso politrópico. La presión para un proceso de este tipo se puede expresar como

$$P = CV^{-n} \tag{4-8}$$

Al sustituir esta relación en la ecuación 4-2, se obtiene

$$W_b = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 CV^{-n}\,dV = C\frac{V_2^{-n+1} - V_1^{-n+1}}{-n+1} = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1-n} \tag{4-9}$$

dado que $C = P_1V_1^n = P_2V_2^n$. Para un gas ideal ($PV = mRT$), esta ecuación se puede escribir también como

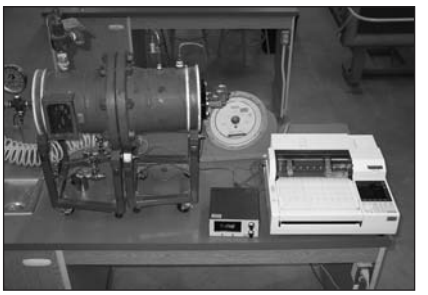
$$W_b = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1-n} \qquad n \neq 1 \qquad \text{(kJ)} \tag{4-10}$$

Para el caso especial de $n = 1$, el trabajo de frontera se convierte en

$$W_b = \int_1^2 P\,dV = \int_1^2 CV^{-1}\,dV = PV\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

Para un gas ideal este resultado es equivalente al proceso isotérmico analizado en el ejemplo anterior.

EXPERIMENTO



Use datos reales del experimento mostrado aquí para hallar el **exponente politrópico** para aire en expansión. Véase el problema 4-174 que se halla al final del capítulo.

© *Ronald Mullisen*

EJEMPLO 4-4 Expansión de un gas ideal contra un resorte

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.05 m³ de un gas que se halla inicialmente a 200 kPa. En este estado, un resorte lineal que tiene una constante de resorte de 150 kN/m está en contacto con el émbolo sin ejercer ninguna fuerza sobre él. Después se transfiere calor al gas de modo que el émbolo sube y comprime el resorte hasta que el volumen dentro del cilindro se duplica. Si el área de sección transversal del émbolo es de 0.25 m², de-

termine *a*) la presión final dentro del cilindro, *b*) el trabajo total hecho por el gas y *c*) la fracción de trabajo realizado contra el resorte para comprimirlo.

Solución En un dispositivo de cilindro-émbolo equipado con un resorte lineal se expande un gas debido al calentamiento. Se determinarán la presión final del gas, el trabajo total realizado y la fracción del trabajo hecho para comprimir el resorte.

Suposiciones **1** El proceso de expansión es de cuasiequilibrio. **2** El resorte es lineal en el intervalo de interés.

Análisis En la figura 4-10 se muestran un bosquejo del sistema y el diagrama *P*-*V* del proceso.

a) El volumen encerrado en el estado final es

$$V_2 = 2V_1 = (2)(0.05\ \text{m}^3) = 0.1\ \text{m}^3$$

El desplazamiento del émbolo (y del resorte) es

$$x = \frac{\Delta V}{A} = \frac{(0.1 - 0.05)\ \text{m}^3}{0.25\ \text{m}^2} = 0.2\ \text{m}$$

La fuerza aplicada por el resorte lineal en el estado final es

$$F = kx = (150\ \text{kN/m})(0.2\ \text{m}) = 30\ \text{kN}$$

La presión adicional que el resorte aplica sobre el gas en este estado es

$$P = \frac{F}{A} = \frac{30\ \text{kN}}{0.25\ \text{m}^2} = 120\ \text{kPa}$$

Sin el resorte, la presión del gas permanecería constante en 200 kPa mientras sube el émbolo. Pero bajo el efecto del resorte, la presión aumenta en forma lineal de 200 kPa a

$$200 + 120 = \mathbf{320\ kPa}$$

en el estado final.

b) Una forma fácil de hallar el trabajo realizado es graficar el proceso en un diagrama *P*-*V* y encontrar el área bajo la curva del proceso. De la figura 4-10 el área bajo la curva del proceso (un trapezoide) se determina como

$$W = \text{área} = \frac{(200 + 320)\ \text{kPa}}{2}\,[(0.1 - 0.05)\ \text{m}^3]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = \mathbf{13\ kJ}$$

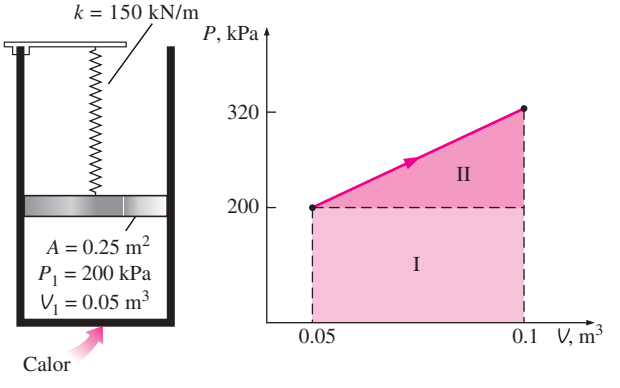


FIGURA 4-10
Esquema y diagrama *P*-*V* para el ejemplo 4-4.

Note que el sistema es el que realiza el trabajo.

c) El trabajo representado por el área rectangular (región I) se realiza contra el émbolo y la atmósfera, mientras que el representado por el área triangular (región II) se hace contra el resorte. Por lo tanto,

$$W_{\text{resorte}} = \tfrac{1}{2}[(320 - 200)\ \text{kPa}](0.05\ \text{m}^3)\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = \mathbf{3\ kJ}$$

Explicación Este resultado se podría haber obtenido también de

$$W_{\text{resorte}} = \tfrac{1}{2}k(x_2^2 - x_1^2) = \tfrac{1}{2}(150\ \text{kN/m})[(0.2\ \text{m})^2 - 0^2]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kN}\cdot\text{m}}\right) = 3\ \text{kJ}$$

4-2 ▪ BALANCE DE ENERGÍA PARA SISTEMAS CERRADOS

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 4, SECC. 2, EN EL DVD.

El balance de energía para cualquier sistema que experimenta alguna clase de proceso se expresó como (véase capítulo 2)

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías}\\ \text{interna, cinética, potencial,}\\ \text{etcétera}}} \quad (\text{kJ}) \qquad \textbf{(4-11)}$$

o bien, en la **forma de tasa**, como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta}\\ \text{de energía por calor, trabajo}\\ \text{y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías}\\ \text{interna, cinética, potencial,}\\ \text{etcétera}}} \quad (\text{kW}) \qquad \textbf{(4-12)}$$

Para tasas constantes, las cantidades totales durante un intervalo de tiempo Δt se relacionan con las cantidades por unidad de tiempo como

$$Q = \dot{Q}\,\Delta t, \quad W = \dot{W}\Delta t, \quad \text{y} \quad \Delta E = (dE/dt)\Delta t \quad \text{kJ} \qquad \textbf{(4-13)}$$

El balance de energía se puede expresar por **unidad de masa** como

$$e_{\text{entrada}} - e_{\text{salida}} = \Delta e_{\text{sistema}} \quad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(4-14)}$$

que se obtiene al dividir las cantidades de la ecuación 4-11 entre la masa m del sistema. El balance de energía se puede expresar también en forma diferencial como

$$\delta E_{\text{entrada}} - \delta E_{\text{salida}} = dE_{\text{sistema}} \quad \text{o} \quad \delta e_{\text{entrada}} - \delta e_{\text{salida}} = de_{\text{sistema}} \qquad \textbf{(4-15)}$$

Para un sistema cerrado que experimenta un **ciclo**, los estados inicial y final son idénticos, por lo tanto, $\Delta E_{\text{sistema}} = E_2 - E_1 = 0$. Entonces, el balance de energía para un ciclo se simplifica a $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = 0$ o $E_{\text{entrada}} = E_{\text{salida}}$. Al observar que un sistema cerrado no tiene que ver con ningún flujo másico que cruce sus fronteras, el balance de energía para un ciclo se puede expresar en términos de interacciones de calor y trabajo como

$$W_{\text{neto,salida}} = Q_{\text{neto,entrada}} \quad \text{o} \quad \dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{Q}_{\text{neto,entrada}} \quad (\text{para un ciclo}) \qquad \textbf{(4-16)}$$

Es decir, la salida de trabajo neto durante un ciclo es igual a la entrada neta de calor (Fig. 4-11).

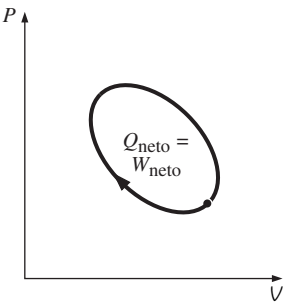


FIGURA 4-11

Para un ciclo, $\Delta E = 0$; por lo tanto $Q = W$.

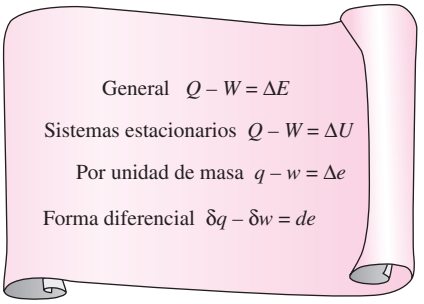


FIGURA 4-12
Diversas formas de la relación de la primera ley para sistemas cerrados.

Las relaciones de balance de energía (o la primera ley) expresadas anteriormente son de naturaleza intuitiva y son fáciles de usar cuando se conocen las magnitudes y las direcciones de las transferencias de calor y trabajo. Sin embargo, al efectuar un estudio analítico general o resolver un problema relacionado con una interacción desconocida de calor o trabajo, es necesario suponer una dirección para estas interacciones. En tales casos, es común usar la convención de signos de la termodinámica clásica y suponer el calor que se transferirá *al sistema* (entrada de calor) en la cantidad Q, así como el trabajo que realizará *el sistema* (salida de trabajo) en la cantidad W, para después resolver el problema. La relación del balance de energía en este caso para un sistema cerrado se convierte en

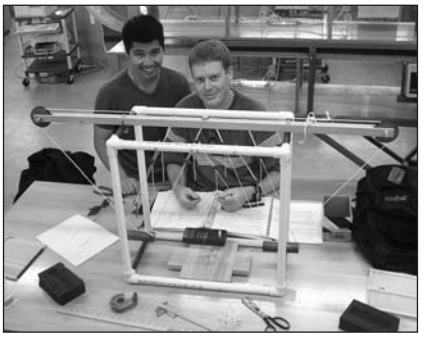
$$Q_{\text{neto,entrada}} - W_{\text{neto,salida}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad \text{o} \quad Q - W = \Delta E \qquad \textbf{(4-17)}$$

donde $Q = Q_{\text{neto,entrada}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}$ es la *entrada neta de calor* y $W = W_{\text{neto,salida}} = W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}}$ es la *salida neta de trabajo*. Obtener una cantidad negativa para Q o W significa simplemente que la dirección supuesta para esa cantidad es errónea y debe invertirse. En la figura 4-12 se ofrecen varias formas de esta "tradicional" relación de la primera ley para sistemas cerrados.

La primera ley no se puede probar en forma matemática, pero tampoco se sabe de algún proceso en la naturaleza que la haya violado, y esto se debe tomar como demostración suficiente. Observe que si fuera posible probar la primera ley con base en otros principios físicos, entonces ésta sería una consecuencia de tales principios en lugar de ser por sí misma una ley física fundamental.

El calor y el trabajo no son distintas como cantidades de energía, y quizá se pregunte por qué aún así se les diferencia, ya que después de todo el cambio en el contenido de energía de un sistema es igual a la cantidad de energía que cruza las fronteras del sistema, y no importa si la energía los cruza en forma de calor o trabajo. En apariencia, las relaciones de la primera ley serían mucho más simples si se tuviera una cantidad que podríamos llamar *interacción de energía* para representar tanto al calor como al trabajo; así, desde el punto de vista de la primera ley, tanto el calor como el trabajo no son diferentes en absoluto, pero desde el punto de vista de la segunda ley, sin embargo, calor y trabajo son muy diferentes, como se explica en capítulos posteriores.

EXPERIMENTO



Use los datos reales del experimento mostrado aquí para comprobar la **primera ley de la termodinámica**. Véase el problema 4-175 al final del capítulo.

© *Ronald Mullisen*

EJEMPLO 4-5 Calentamiento eléctrico de un gas a presión constante

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 25 g de vapor de agua saturado que se mantiene a una presión constante de 300 kPa. Se enciende un calentador de resistencia eléctrica dentro del cilindro y pasa una corriente de 0.2 A durante 5 minutos desde una fuente de 120 V. Al mismo tiempo, ocurre una pérdida de calor de 3.7 kJ. *a*) Muestre que para un sistema cerrado el trabajo de frontera W_b y el cambio de energía interna ΔU en la relación de la primera ley se puede combinar en un término, ΔH, para un proceso a presión constante. *b*) Determine la temperatura final del vapor.

Solución En un dispositivo de cilindro-émbolo se expande vapor de agua saturado a presión constante debido al calentamiento. Se demostrará que $\Delta U + W_b = \Delta H$, y se determinará la temperatura final.

Suposiciones **1** El recipiente es estacionario, por lo tanto los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$. Por consiguiente $\Delta E = \Delta U$ y la energía interna es la única forma de energía del sistema que puede cambiar durante este proceso. **2** Los cables eléctricos constituyen una parte muy pequeña del sistema, así que se puede ignorar el cambio de energía de los cables.

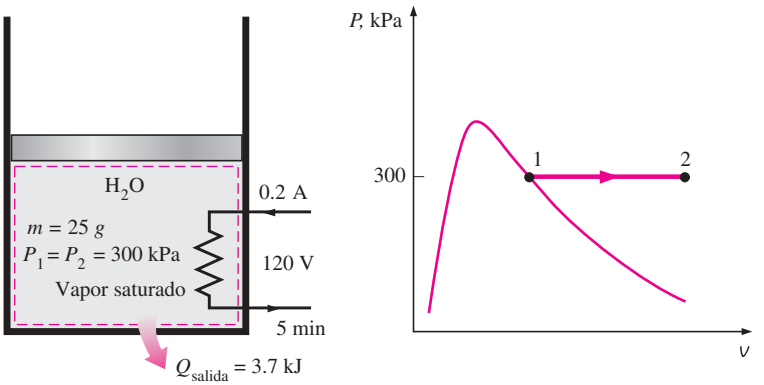


FIGURA 4-13
Esquema y diagrama P-v para el ejemplo 4-5.

Análisis Se toma el contenido del cilindro, incluidos los alambres de la resistencia, como el sistema (Fig. 4-13), el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que un dispositivo de cilindro-émbolo normalmente se relaciona con una frontera móvil y, por ende, con trabajo de frontera W_b. La presión permanece constante durante el proceso, de modo que $P_2 = P_1$. También, se pierde calor del sistema y se realiza trabajo eléctrico W_e sobre el sistema.

a) Esta parte de la solución requiere un análisis general para un sistema cerrado que experimenta un proceso de cuasiequilibrio a presión constante, así que se considera un sistema cerrado general. Se supone que la dirección de transferencia de calor Q es hacia el sistema y que éste realiza trabajo W. Asimismo, el trabajo se expresa como la suma del trabajo de frontera y de otras formas (como el eléctrico y el de flecha). Entonces el balance de energía se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$Q - W = \Delta U + \Delta \cancelto{0}{EC} + \Delta \cancelto{0}{EP}$$

$$Q - W_{\text{otro}} - W_b = U_2 - U_1$$

Para un proceso a presión constante, el trabajo de frontera está dado como $W_b = P_0(V_2 - V_1)$. Sustituyendo esto en la relación anterior se tiene

$$Q - W_{\text{otro}} - P_0(V_2 - V_1) = U_2 - U_1$$

Sin embargo,

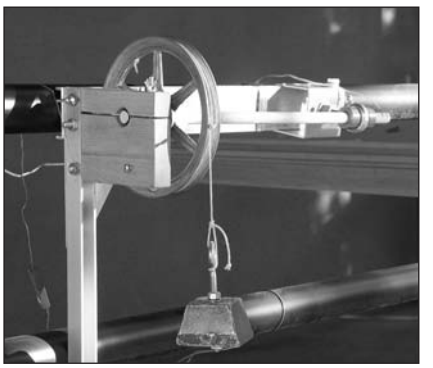
$$P_0 = P_2 = P_1 \quad \rightarrow \quad Q - W_{\text{otro}} = (U_2 + P_2V_2) - (U_1 + P_1V_1)$$

También, $H = U + PV$, y entonces

$$Q - W_{\text{otro}} = H_2 - H_1 \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(4-18)}$$

que es la relación buscada (Fig. 4-14). Esta ecuación es muy conveniente en el análisis de sistemas cerrados que experimentan un proceso de cuasiequilibrio a presión constante porque los términos de entalpía se ocupan del trabajo de frontera de forma automática, y ya no es necesario determinarlo por separado.

EXPERIMENTO



Use los datos reales del experimento mostrado aquí para comprobar la **primera ley de la termodinámica**. Véase el problema 4-176 al final del capítulo.

© *Ronald Mullisen*

EXPERIMENTO

Use los datos reales del experimento mostrado aquí para comprobar la **primera ley de la termodinámica**. Véase el problema 4-177 al final del capítulo.

© *Ronald Mullisen*

EXPERIMENTO

Use los datos reales del experimento mostrado aquí para comprobar la **primera ley de la termodinámica**. Véase el problema 4-178 al final del capítulo.

© *Ronald Mullisen*

b) La única otra forma de trabajo en este caso es el trabajo eléctrico, que se puede determinar a partir de

$$W_e = \mathbf{V}I\,\Delta t = (120\text{ V})(0.2\text{ A})(300\text{ s})\left(\frac{1\text{ kJ/s}}{1\,000\text{ VA}}\right) = 7.2\text{ kJ}$$

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{array}{l} P_1 = 300\text{ kPa} \\ \text{vapor sat.} \end{array}\right\} \quad h_1 = h_{g\,@\,300\text{ kPa}} = 2\,724.9\text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-5)}$$

La entalpía en el estado final se determina directamente de la ecuación 4-18, al expresar como cantidades negativas la transferencia de calor desde el sistema y el trabajo realizado sobre éste (ya que sus direcciones son opuestas a las direcciones estándar supuestas). De otro modo, se puede usar la relación de balance general de energía con la simplificación de que el trabajo de frontera se considera de manera automática reemplazando ΔU por ΔH para un proceso de expansión o compresión a presión constante:

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{e,\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} - W_b = \Delta U$$

$$W_{e,\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} = \Delta H = m(h_2 - h_1) \qquad \text{(dado que } P = \text{constante)}$$

$$7.2\text{ kJ} - 3.7\text{ kJ} = (0.025\text{ kg})(h_2 - 2\,724.9)\text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 2\,864.9\text{ kJ/kg}$$

Entonces el estado final se especifica por completo porque se conoce tanto la presión como la entalpía. La temperatura en este estado es

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{array}{l} P_2 = 300\text{ kPa} \\ h_2 = 2\,864.9\text{ kJ/kg} \end{array}\right\} \quad T_2 = \mathbf{200°C} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

Por lo tanto, el vapor estará a 200°C al final de este proceso.

Explicación En sentido estricto, para este proceso el cambio de energía potencial del vapor no es cero porque su centro de gravedad sube un poco. Si se supone un cambio de elevación de 1 m (que es bastante improbable), el cambio en la energía potencial del vapor serían 0.0002 kJ, lo cual es muy pequeño en comparación con los otros términos en la relación de la primera ley. Por lo tanto, en problemas de esta clase, se ignora siempre el término de energía potencial.

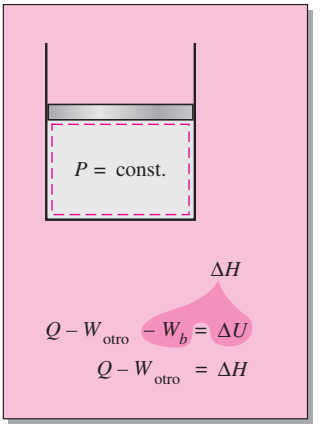


FIGURA 4-14

Para un sistema cerrado que experimenta un proceso de cuasiequilibrio con P = constante, $\Delta U + W_b = \Delta H$.

EJEMPLO 4-6 Expansión irrestricta de agua

Un recipiente rígido está dividido en dos partes iguales por una separación. Al inicio, un lado del recipiente contiene 5 kg de agua a 200 kPa y 25°C, mientras el otro se halla al vacío. Se retira la separación y el agua se expande en todo el recipiente, con lo que el agua intercambia calor con sus alrededores hasta que la temperatura en el recipiente vuelve al valor inicial de 25°C. Determine *a*) el volumen del recipiente, *b*) la presión final y *c*) la transferencia de calor para este proceso.

Solución La mitad de un recipiente rígido se llena con agua líquida mientras la otra mitad está al vacío. Al quitar la división el agua se expande y llena todo el recipiente mientras la temperatura permanece constante. Se determinarán el volumen del recipiente, la presión final y la transferencia de calor.

Suposiciones **1** El sistema es estacionario, por lo tanto, los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E = \Delta U$. **2** La dirección de transferencia de calor es hacia el sistema (ganancia de calor, $Q_{entrada}$). Un resultado negativo para $Q_{entrada}$ indica que la dirección supuesta es errónea, por consiguiente, es una pérdida de calor. **3** El volumen del recipiente rígido es constante, así que no hay transferencia de energía como trabajo de frontera. **4** La temperatura del agua permanece constante durante el proceso. **5** No hay trabajo eléctrico, de flecha o de otra clase.

Análisis Se considera el contenido del recipiente, además del espacio al vacío, como el *sistema* (Fig. 4-15), el cual es *cerrado* porque ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que el agua llena todo el recipiente cuando se quita la división (posiblemente como mezcla de líquido y vapor).

a) Al inicio el agua en el recipiente existe como un líquido comprimido dado que su presión (200 kPa) es mayor que la presión de saturación a 25°C (3.1698 kPa). Considerando el líquido comprimido como un líquido saturado a la temperatura dada, se tiene

$$v_1 \cong v_{f\,@\,25°C} = 0.001003\ \text{m}^3/\text{kg} \cong 0.001\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

Entonces el volumen inicial del agua es

$$V_1 = mv_1 = (5\ \text{kg})(0.001\ \text{m}^3/\text{kg}) = 0.005\ \text{m}^3$$

El volumen total del recipiente es el doble de esta cantidad:

$$V_{\text{recipiente}} = (2)(0.005\ \text{m}^3) = \mathbf{0.01\ m^3}$$

b) En el estado final, el volumen específico del agua es

$$v_2 = \frac{V_2}{m} = \frac{0.01\ \text{m}^3}{5\ \text{kg}} = 0.002\ \text{m}^3/\text{kg}$$

el cual es dos veces el valor inicial del volumen específico. Este resultado no es extraño ya que el volumen se duplica mientras que la cantidad de masa se mantiene constante.

$$\text{A } 25°\text{C:} \quad v_f = 0.001003\ \text{m}^3/\text{kg} \quad \text{y} \quad v_g = 43.340\ \text{m}^3/\text{kg} \quad \text{(Tabla A-4)}$$

Como $v_f < v_2 < v_g$, el agua es una mezcla saturada líquido-vapor en el estado final y por lo tanto la presión es la de saturación a 25°C:

$$P_2 = P_{\text{sat}\,@\,25°C} = \mathbf{3.1698\ kPa} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

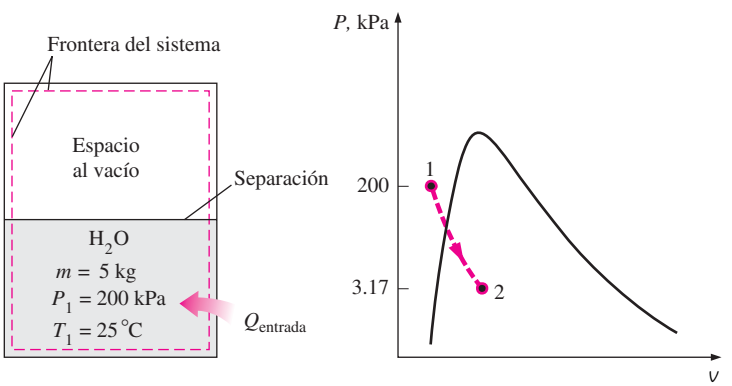


FIGURA 4-15
Esquema y diagrama *P*-*v* para el ejemplo 4-6.

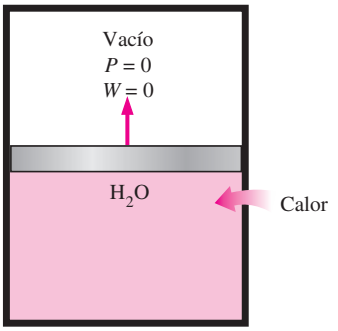


FIGURA 4-16
La expansión contra un vacío no implica trabajo, por lo tanto ninguna transferencia de energía.

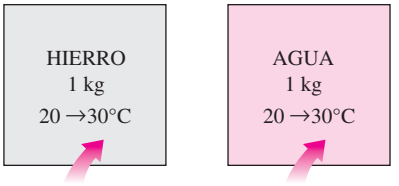


FIGURA 4-17
Se requieren diferentes cantidades de energía para elevar en la misma cantidad la temperatura de distintas sustancias.

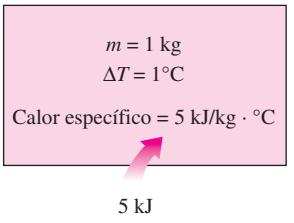


FIGURA 4-18
El calor específico es la energía requerida para elevar la temperatura en un grado de una unidad de masa de una sustancia en una manera especificada.

TUTORIAL INTERACTIVO
VÉASE TUTORIAL CAP. 4, SECC. 3, EN EL DVD.

c) Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía en el sistema se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$Q_{\text{entrada}} = \Delta U = m(u_2 - u_1)$$

Observe que aunque el agua se expande durante este proceso, el sistema elegido sólo involucra fronteras fijas (línea discontinua) y en consecuencia el trabajo de frontera móvil es cero (Fig. 4-16). Entonces, $W = 0$ porque el sistema tiene que ver con otras formas de trabajo. (¿Es posible alcanzar las mismas conclusiones si se elige al agua como el sistema?) Inicialmente,

$$u_1 \cong u_{f\,@\,25^\circ\text{C}} = 104.83 \text{ kJ/kg}$$

La calidad en el estado final se determina a partir de la información del volumen específico:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.002 - 0.001}{43.34 - 0.001} = 2.3 \times 10^{-5}$$

Entonces

$$\begin{aligned} u_2 &= u_f + x_2 u_{fg} \\ &= 104.83 \text{ kJ/kg} + (2.3 \times 10^{-5})(2\,304.3 \text{ kJ/kg}) \\ &= 104.88 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Al sustituir, se obtiene

$$Q_{\text{entrada}} = (5 \text{ kg})[(104.88 - 104.83) \text{ kJkg}] = \mathbf{0.25 \text{ kJ}}$$

Explicación El signo positivo indica que la dirección supuesta es correcta y que se transfiere calor al agua.

4-3 ▪ CALORES ESPECÍFICOS

Se sabe por experiencia que se requieren distintas cantidades de energía para elevar en un grado la temperatura de masas idénticas pertenecientes a sustancias diferentes. Por ejemplo, se necesitan 4.5 kJ de energía para elevar la temperatura de 1 kg de hierro de 20 a 30°C, mientras que se requiere nueve veces esta energía (41.8 kJ, para ser exactos) con la finalidad de elevar la temperatura de 1 kg de agua líquida en la misma cantidad (Fig. 4-17). Por lo tanto, es deseable tener una propiedad que permita comparar la capacidad de almacenaje de energía de varias sustancias. Esta propiedad es el calor específico.

El **calor específico** se define como *la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia* (Fig. 4-18). En general, esta energía depende de cómo se ejecute el proceso. En termodinámica, el interés se centra en dos clases de calores específicos: **calor específico a volumen constante** c_v y **calor específico a presión constante** c_p.

Desde un punto de vista físico, el calor específico a volumen constante c_v se puede considerar como *la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia cuando el volumen se mantiene constante.* La energía requerida para hacer lo mismo cuando se

mantiene constante la presión es el calor específico a presión constante c_p, lo cual se ilustra en la figura 4-19. El calor específico a presión constante c_p es siempre mayor que c_v porque a presión constante se permite que el sistema se expanda y la energía para este trabajo de expansión también debe ser suministrada al sistema.

Ahora se expresarán los calores específicos en términos de otras propiedades termodinámicas. Primero, considere una masa fija en un sistema cerrado estacionario que experimenta un proceso a volumen constante (por lo tanto, no hay trabajo de expansión o compresión). El principio de conservación de energía $e_{\text{entrada}} - e_{\text{salida}} = \Delta e_{\text{sistema}}$ para este proceso puede expresarse en forma diferencial como

$$\delta e_{\text{entrada}} - \delta e_{\text{salida}} = du$$

El lado izquierdo de esta ecuación representa la cantidad neta de energía transferida al sistema. A partir de la definición de c_v, esta energía debe ser igual a $c_v\,dT$, donde dT es el cambio diferencial de temperatura. Así,

$$c_v\,dT = du \qquad \text{a volumen constante}$$

o bien,

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \tag{4-19}$$

De manera similar, una expresión para el calor específico a presión constante c_p se obtiene al considerar un proceso de expansión o compresión a presión constante,

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \tag{4-20}$$

Las ecuaciones 4-19 y 4-20 son las que definen c_v y c_p, y su interpretación se ofrece en la figura 4-20.

Observe que c_v y c_p se expresan en términos de otras propiedades; de esta manera, deben ser propiedades por sí mismas. Como cualquier otra propiedad, los calores específicos de una sustancia dependen del estado que generalmente se especifica mediante dos propiedades intensivas, independientes. Es decir, la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una sustancia difiere a temperaturas y presiones distintas (Fig. 4-21), pero normalmente esta diferencia no es muy grande.

De las ecuaciones 4-19 y 4-20 se pueden hacer algunas observaciones. Una es que son *relaciones de propiedades* y como tales *son independientes del tipo de proceso*; por lo tanto, son válidas para *cualquier* sustancia que experimenta *cualquier* proceso. La única relevancia que tiene c_v en relación con un proceso a volumen constante es que c_v corresponde a la energía transferida hacia un sistema durante un proceso, a volumen constante por unidad de masa, por cada grado que aumenta la temperatura. Así es como se determinan los valores de c_v y también como se originó el nombre de *calor específico a volumen constante*. Del mismo modo, la energía transferida al sistema por unidad de masa a causa del aumento unitario de temperatura durante un proceso a presión constante es igual a c_p, con lo cual se determinan los valores de c_p y se explica también el origen del nombre de *calor específico a presión constante*.

Otra observación que se puede hacer de las ecuaciones 4-19 y 4-20 es que c_v está relacionado con los cambios de *energía interna* mientras que c_p con los cambios de *entalpía*. De hecho, sería más adecuado definir c_v como *el*

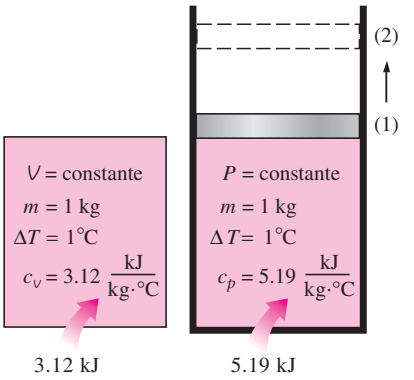


FIGURA 4-19
Calores específicos a volumen y presión constantes c_v y c_p (los valores expresados son para el gas helio).

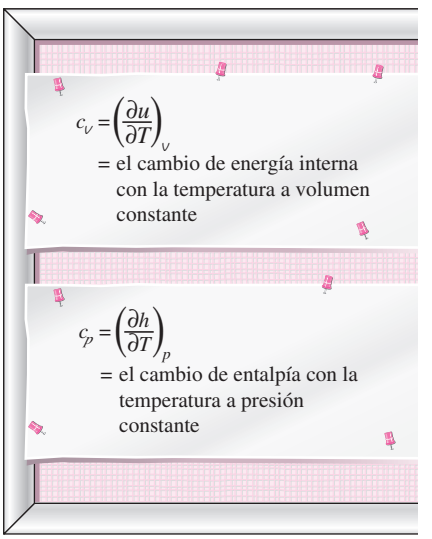

c_v = (∂u/∂T)_v
= el cambio de energía interna con la temperatura a volumen constante
c_p = (∂h/∂T)_p
= el cambio de entalpía con la temperatura a presión constante

FIGURA 4-20
Definiciones formales de c_v y c_p.

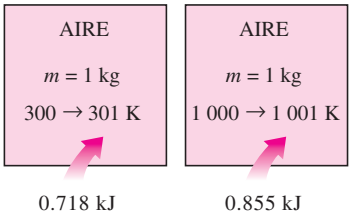


FIGURA 4-21
El calor específico de una sustancia cambia con la temperatura.

cambio en la energía interna de una sustancia por cambio unitario de temperatura a volumen constante. Asimismo, es posible definir c_p como *el cambio en la entalpía de una sustancia por cambio unitario en la temperatura a presión constante*. En otras palabras, c_v es una medida de la variación de energía interna de una sustancia con la temperatura, y c_p es una medida de la variación de entalpía de una sustancia con la temperatura.

Tanto la energía interna como la entalpía de una sustancia se pueden modificar mediante la transferencia de *energía* en cualquier forma, con el calor como la única forma de ellas. Por lo tanto, el término *energía específica* es quizá más apropiado que el de *calor específico*, lo cual significa que la energía se transfiere (y almacena) en forma de calor.

Una unidad común para los calores específicos es kJ/kg · °C o kJ/kg · K. Observe que ambas unidades son *idénticas* dado que $\Delta T(°C) = \Delta T(K)$, y un cambio de 1°C en la temperatura es equivalente a un cambio de 1 K. A veces los calores específicos se dan en *base molar;* en este caso se denotan mediante $\overline{c}_v$ y $\overline{c}_p$ y tienen la unidad kJ/kmol · °C o kJ/kmol · K.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 4, SECC. 4, EN EL DVD.

4-4 ▪ ENERGÍA INTERNA, ENTALPÍA Y CALORES ESPECÍFICOS DE GASES IDEALES

Se define un gas ideal como un gas cuya temperatura, presión y volumen específico se relacionan mediante

$$Pv = RT$$

Se ha demostrado en forma matemática (capítulo 12) y experimental (Joule, 1843) que para un gas ideal la energía interna es sólo una función de la temperatura. Es decir,

$$u = u(T) \qquad \textbf{(4-21)}$$

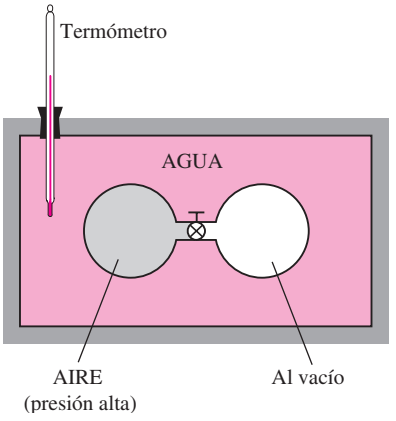


FIGURA 4-22
Esquema del aparato experimental que usó Joule.

En su experimento clásico, Joule sumergió en agua dos recipientes conectados mediante un tubo y una válvula, como se ilustra en la figura 4-22. Al principio, uno de los recipientes contenía aire a una presión alta y el otro estaba al vacío. Cuando se alcanzó el equilibrio térmico, abrió la válvula para permitir el paso de aire de un recipiente al otro hasta que se igualaron las presiones. Joule no observó ningún cambio en la temperatura del agua y supuso que no se transfirió calor hacia o desde el aire. Como tampoco se realizó trabajo, concluyó que la energía interna del aire no cambió aun cuando el volumen y la presión sí lo hicieron. Por lo tanto, razonó, la energía interna es una función de la temperatura solamente y no de la presión o del volumen específico. (Joule demostró después que para gases con una desviación significativa respecto al comportamiento de un gas ideal, la energía interna no es sólo una función de la temperatura.)

Con la definición de entalpía y la ecuación de estado de un gas ideal, se tiene

$$\left.\begin{aligned} h &= u + Pv \\ Pv &= RT \end{aligned}\right\} \quad h = u + RT$$

Dado que R es constante y $u = u(T)$, se deduce que la entalpía de un gas ideal es también sólo una función de la temperatura:

$$h = h(T) \qquad \textbf{(4-22)}$$

Puesto que para un gas ideal u y h dependen únicamente de la temperatura, los calores específicos c_v y c_p dependen también, a lo sumo, sólo de la temperatura. Por lo tanto, a una temperatura dada, u, h, c_v y c_p de un gas ideal tienen valores fijos sin importar el volumen específico o la presión (Fig. 4-23). Así, para gases ideales, las derivadas parciales de las ecuaciones 4-19 y 4-20 se pueden reemplazar por derivadas ordinarias. Entonces, los cambios diferenciales en la energía interna y la entalpía de un gas ideal se pueden expresar como

$$du = c_v(T)\, dT \tag{4-23}$$

y

$$dh = c_p(T)\, dT \tag{4-24}$$

El cambio de energía interna o la entalpía para un gas ideal durante un proceso que pasa del estado 1 al 2 se determina integrando estas ecuaciones:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v(T)\, dT \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{4-25}$$

y

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p(T)\, dT \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{4-26}$$

Para llevar a cabo estas integraciones se requiere tener relaciones para c_v y c_p como funciones de la temperatura.

A presiones bajas, los gases reales aproximan su comportamiento al de un gas ideal; por lo tanto, sus calores específicos dependen sólo de la temperatura. Los calores específicos de los gases reales a presiones bajas se llaman *calores específicos de gas ideal* o *calores específicos de presión cero*, y se denotan como c_{p0} y c_{v0}. Las expresiones analíticas exactas para calores específicos de gas ideal, con base en mediciones o cálculos directos de comportamiento estadístico de moléculas, están disponibles y se presentan como polinomios de tercer grado en el apéndice (Tabla A-2c) para diversos gases. En la figura 4-24 se ofrece una gráfica de $\bar{c}_{p0}(T)$ para algunos gases comunes. El uso de datos de calores específicos de gas ideal se limita a presiones bajas, pero también se pueden usar y obtener una exactitud razonable a presiones moderadamente altas, siempre y cuando el gas no se desvíe de forma significativa del comportamiento de un gas ideal.

Las integraciones en las ecuaciones 4-25 y 4-26 son directas pero toman mucho tiempo, de ahí que resulten imprácticas. Para evitar cálculos laboriosos, los datos de u y h han sido tabulados para diversos gases en pequeños intervalos de temperatura. Estas tablas se obtienen eligiendo un punto de referencia arbitrario y llevando a cabo las integraciones en las ecuaciones 4-25 y 4-26 con el estado 1 como el de referencia. En las tablas de gas ideal presentadas en el apéndice, cero kelvin se elige como el estado de referencia, y tanto la entalpía como la energía interna tienen asignados valores cero en ese estado (Fig. 4-25). La elección del estado de referencia no tiene efecto sobre los cálculos de Δu o Δh. Los datos de u y h se dan en kJ/kg para el aire (Tabla A-17) y comúnmente en kJ/kmol para otros gases. Para el análisis termodinámico de las reacciones químicas la unidad kJ/kmol es muy conveniente.

De la figura 4-24 se pueden hacer algunas observaciones. Una es que los calores específicos de gases con moléculas complejas (moléculas con dos o más átomos) son más altos y se incrementan con la temperatura. También, la

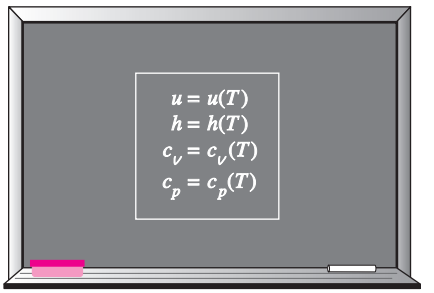


FIGURA 4-23

Para gases ideales, u, h, c_v y c_p varían sólo con la temperatura.

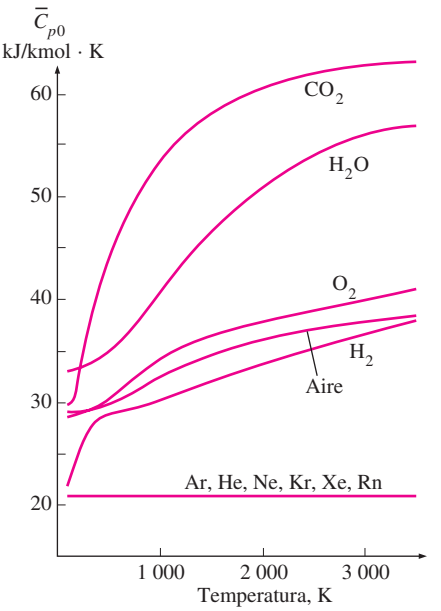


FIGURA 4-24

Calores específicos de gas ideal a presión constante para algunos gases (véase la tabla A-2c para ecuaciones de c_p).

AIRE

T, K	u, kJ/kg	h, kJ/kg
0	0	0
.	.	.
.	.	.
300	214.07	300.19
310	221.25	310.24
.	.	.
.	.	.

FIGURA 4-25

En la preparación de tablas de gas ideal, se elige 0 K como temperatura de referencia.

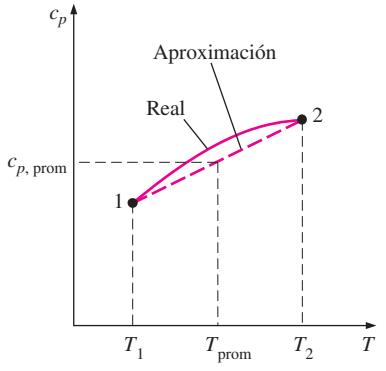


FIGURA 4-26

Para intervalos de temperatura pequeños, se puede suponer que los calores específicos varían en forma lineal con la temperatura.

variación de los calores específicos con la temperatura es uniforme y se puede aproximar como lineal en intervalos pequeños de temperatura (algunos cientos de grados o menos). Por lo tanto, las funciones de calor específico de las ecuaciones 4-25 y 4-26 se pueden reemplazar por valores promedio constantes de calores específicos. Entonces, al llevar a cabo las integraciones en estas ecuaciones, se obtiene

$$u_2 - u_1 = c_{v,\text{prom}}\,(T_2 - T_1) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-27}$$

y

$$h_2 - h_1 = c_{p,\text{prom}}\,(T_2 - T_1) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-28}$$

Los valores de calores específicos para algunos gases comunes se listan como una función de la temperatura en la tabla A-2*b*. Los calores específicos promedio $c_{p,\text{prom}}$ y $c_{v,\text{prom}}$ se evalúan de esta tabla a la temperatura promedio $(T_1 + T_2)/2$, como se muestra en la figura 4-26. Si no se conoce la temperatura final T_2, los calores específicos se pueden evaluar en T_1 o en la temperatura promedio anticipada. Entonces T_2 se determina usando estos valores de calor específico. Si es necesario, el valor de T_2 se puede refinar evaluando los calores específicos en la nueva temperatura promedio.

Otra forma de determinar los calores específicos promedio es evaluarlos en T_1 y T_2 y luego sacar su promedio. En general ambos métodos dan resultados razonablemente buenos, y uno no es necesariamente mejor que el otro.

Otra observación que se puede hacer a partir de la figura 4-24 es que los calores específicos de gas ideal para *gases monoatómicos* como argón, neón y helio permanecen constantes en todo el intervalo de temperatura. Así, Δu y Δh de gases monoatómicos se evalúan con facilidad de las ecuaciones 4-27 y 4-28.

Observe que las relaciones Δu y Δh antes dadas no están restringidas a alguna clase de proceso, sino que son válidas para todos los procesos. La presencia del calor específico a volumen constante c_v en una ecuación no debe hacer pensar que esta ecuación es válida sólo para un proceso a volumen constante; por el contrario, la relación $\Delta u = c_{v,\text{prom}}\,\Delta T$ es válida para *cualquier* gas ideal que experimenta *cualquier* proceso (Fig. 4-27). Un argumento similar se puede presentar para c_p y Δh.

En resumen, hay tres formas de determinar los cambios de energía interna y entalpía para gases ideales (Fig. 4-28):

1. Mediante los datos tabulados de u y h. Ésta es la forma más sencilla y exacta cuando están fácilmente disponibles las tablas.
2. Por medio de las relaciones c_v o c_p como una función de la temperatura para después llevar a cabo las integraciones. Esto es muy conveniente para cálculos manuales, pero bastante deseable para cálculos por computadora. Los resultados obtenidos son muy exactos.
3. Con el empleo de calores específicos promedio. Esto es muy simple y de hecho muy conveniente cuando no se encuentran disponibles las tablas de propiedades. Los resultados que se obtienen son razonablemente exactos si el intervalo de temperatura no es muy grande.

Relaciones de calores específicos de gases ideales

Una relación especial entre c_p y c_v para gases ideales se obtiene al derivar la relación $h = u + RT$, lo cual produce

$$dh = du + R\,dT$$

Si se reemplaza dh por $c_p\,dT$ y du por $c_v\,dT$, y se divide la expresión resultante entre dT, se obtiene

$$c_p = c_v + R \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \tag{4-29}$$

Ésta es una relación importante para gases ideales porque permite determinar c_v si se conocen c_p y la constante del gas R.

Cuando los calores específicos aparecen en base molar, debe reemplazarse R en la ecuación anterior por la constante universal de los gases R_u (Fig. 4-29).

$$\bar{c}_p = \bar{c}_v + R_u \qquad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \tag{4-30}$$

En este punto, se introduce otra propiedad del gas ideal conocida como **relación de calores específicos** k, definida como

$$k = \frac{c_p}{c_v} \tag{4-31}$$

La relación de calores específicos varía también con la temperatura, pero su variación es muy pequeña. Para gases monoatómicos, su valor es en esencia una constante en 1.667. Muchos gases diatómicos, incluso el aire, tienen una relación de calores específicos de alrededor de 1.4 a temperatura ambiente.

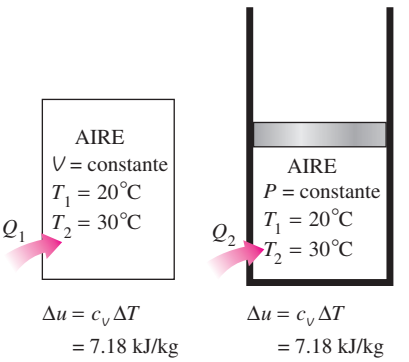


FIGURA 4-27
La relación $\Delta u = c_v\,\Delta T$ es válida para *cualquier* clase de proceso, a volumen constante o no.

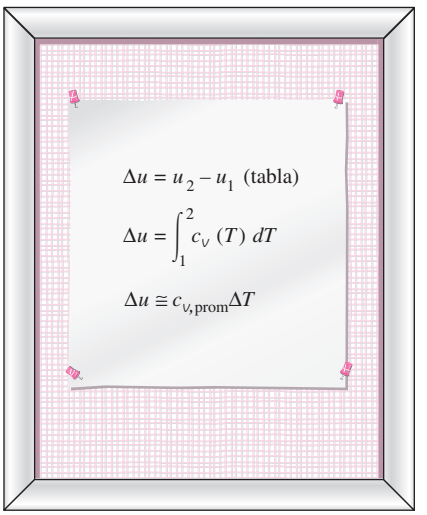


FIGURA 4-28
Tres formas de calcular Δu.

EJEMPLO 4-7 Evaluación del Δu de un gas ideal

Aire a 300 K y 200 kPa se calienta a presión constante hasta 600 K. Determine el cambio de energía interna del aire por unidad de masa, con *a*) datos de la tabla para el aire (Tabla A-17), *b*) la forma de función del calor específico (Tabla A-2*c*) y *c*) el valor del calor específico promedio (Tabla A-2*b*).

Solución El cambio de energía interna del aire se determinará en tres formas distintas.

Suposiciones En condiciones específicas, se puede considerar que el aire es un gas ideal porque se encuentra a alta temperatura y baja presión en relación con sus valores de punto crítico.

Análisis El cambio de energía interna Δu de gases ideales depende sólo de las temperaturas inicial y final y no del tipo de proceso. Así, la siguiente solución es válida para cualquier clase de proceso.

a) Una forma de determinar el cambio de energía interna del aire es leer los valores de u en T_1 y T_2 de la tabla A-17 y calcular la diferencia:

$$u_1 = u_{@\ 300\ \text{K}} = 214.07\ \text{kJ/kg}$$

$$u_2 = u_{@\ 600\ \text{K}} = 434.78\ \text{kJ/kg}$$

Así,

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (434.78 - 214.07)\ \text{kJ/kg} = \mathbf{220.71\ kJ/kg}$$

b) El $\bar{c}_p(T)$ del aire se da en la tabla A-2*c* en la forma de un polinomio de tercer grado como

$$\bar{c}_p(T) = a + bT + cT^2 + dT^3$$

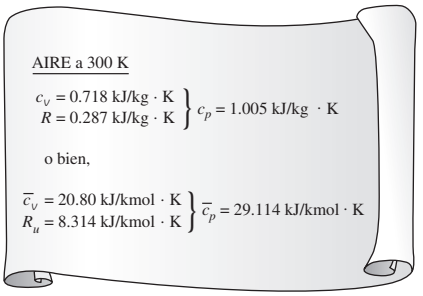


FIGURA 4-29

El c_p de un gas ideal se puede determinar de c_v y R.

donde $a = 28.11$, $b = 0.1967 \times 10^{-2}$, $c = 0.4802 \times 10^{-5}$, y $d = -1.966 \times 10^{-9}$. De la ecuación 4-30,

$$\bar{c}_v(T) = \bar{c}_p - R_u = (a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3$$

De la ecuación 4-25,

$$\Delta\bar{u} = \int_1^2 \bar{c}_v(T)\, dT = \int_{T_1}^{T_2} [(a - R_u) + bT + cT^2 + dT^3]\, dT$$

Al efectuar la integración y sustituir los valores, se obtiene

$$\Delta\bar{u} = 6\,447 \text{ kJ/kmol}$$

El cambio de energía interna por unidad de masa se determina dividiendo este valor entre la masa molar del aire (Tabla A-1):

$$\Delta u = \frac{\Delta\bar{u}}{M} = \frac{6\,447 \text{ kJ/kmol}}{28.97 \text{ kg/kmol}} = \mathbf{222.5 \text{ kJ/kg}}$$

lo que difiere del valor tabulado en 0.8 por ciento.

c) El valor promedio del calor específico a volumen constante $c_{v,\text{prom}}$ se determina de la tabla A-2*b* a la temperatura promedio de $(T_1 + T_2)/2 = 450$ K como

$$c_{v,\text{prom}} = c_{v\,@\,450\text{ K}} = 0.733 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Así,

$$\Delta u = c_{v,\text{prom}}(T_2 - T_1) = (0.733 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})[(600 - 300)\text{K}]$$

$$= 220 \text{ kJ/kg}$$

Explicación Esta respuesta difiere del valor tabulado (220.71 kJ/kg) en sólo 0.4 por ciento. Esta estrecha concordancia no sorprende porque la suposición de que c_v varía de manera lineal con la temperatura es razonable a intervalos de temperatura de sólo unos cientos de grados. Si se hubiera usado el valor de c_v en $T_1 = 300$ K en lugar de T_{prom}, el resultado sería 215.4 kJ/kg, el cual tiene un error de casi 2 por ciento. Errores de esta magnitud son aceptables en ingeniería para la mayor parte de los propósitos.

EJEMPLO 4-8 Calentamiento de un gas en un recipiente por agitación

Un recipiente rígido aislado contiene al inicio 1.5 lbm de helio a 80°F y 50 psia. Dentro del recipiente hay una rueda de paletas que opera con una potencia nominal de 0.02 hp durante 30 min. Determine *a*) la temperatura final y *b*) la presión final del gas helio.

Solución Un recipiente aislado contiene gas helio el cual es agitado mediante una rueda de paletas. Se determinarán *a*) la temperatura final y *b*) la presión final del gas helio.

Suposiciones **1** El helio es un gas ideal ya que está a muy alta temperatura en relación con su valor de punto crítico de –451°F. **2** Se pueden usar los calores específicos constantes para el helio. **3** El sistema es estacionario, por lo tanto, los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E = \Delta U$. **4** El volumen del recipiente es constante, de modo que no hay trabajo de frontera. **5** El sistema es adiabático y, en consecuencia, no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma el contenido del recipiente como el *sistema* (Fig. 4-30), el cual es *cerrado* porque ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que se realiza trabajo de flecha sobre el sistema.

a) La cantidad de trabajo que la rueda de paletas hace sobre el sistema es

$$W_{\text{flecha}} = \dot{W}_{\text{flecha}}\,\Delta t = (0.02\text{ hp})(0.5\text{ h})\left(\frac{2\,545\text{ Btu/h}}{1\text{ hp}}\right) = 25.45\text{ Btu}$$

Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía en el sistema se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{\text{flecha,entrada}} = \Delta U = m(u_2 - u_1) = mc_{v,\text{prom}}(T_2 - T_1)$$

Como se señaló antes, los calores específicos de gas ideal para gases monoatómicos (el helio es uno de ellos) son constantes. El valor de c_v para el helio se determina de la tabla A-2E*a* como $c_v = 0.753$ Btu/lbm · °F. Al sustituir esto y otras cantidades conocidas en la ecuación anterior, se obtiene

$$25.45\text{ Btu} = (1.5\text{ lbm})(0.753\text{ Btu/lbm}\cdot{}^\circ\text{F})(T_2 - 80^\circ\text{F})$$

$$T_2 = \mathbf{102.5^\circ F}$$

b) La presión final se determina de la relación de gas ideal

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

donde V_1 y V_2 son idénticos y se cancelan; entonces, la presión final se convierte en

$$\frac{50\text{ psia}}{(80 + 460)\text{ R}} = \frac{P_2}{(102.5 + 460)\text{R}}$$

$$P_2 = \mathbf{52.1\text{ psia}}$$

Explicación Note que la presión en la relación de gas ideal es siempre la presión absoluta.

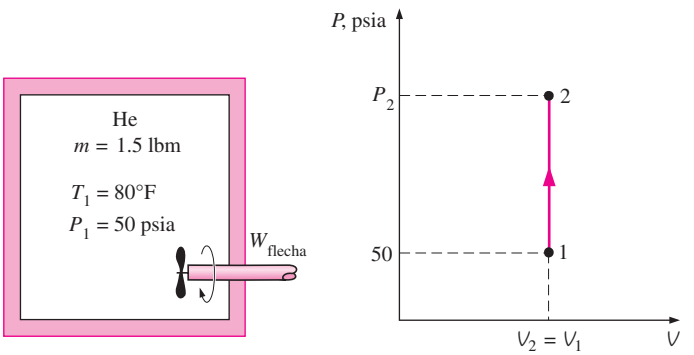


FIGURA 4-30
Esquema y diagrama *P*-*V* para el ejemplo 4-8.

EJEMPLO 4-9 Calentamiento de un gas mediante un calentador de resistencia

Un dispositivo que consta de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.5 m^3 de gas nitrógeno a 400 kPa y 27°C. Dentro del dispositivo se enciende un calentador eléctrico con lo cual pasa una corriente de 2 A durante 5 minutos desde una fuente de 120 V. El nitrógeno se expande a presión constante y ocurre una pérdida de calor de 2 800 J durante el proceso. Determine la temperatura final del nitrógeno.

Solución En un dispositivo de cilindro-émbolo se calienta gas nitrógeno mediante un calentador de resistencia eléctrica. La sustancia se expande a presión constante mientras se pierde algo de calor. Se determinará la temperatura final del nitrógeno.

Suposiciones **1** El nitrógeno es un gas ideal porque está a temperatura alta y presión baja en relación con sus valores de punto crítico de −147°C y 3.39 MPa. **2** El sistema es estacionario y, por lo tanto, los cambios de energía potencial y cinética son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E = \Delta U$. **3** La presión permanece constante durante el proceso, de modo que $P_2 = P_1$. **4** El nitrógeno tiene calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Análisis Se considera el contenido del cilindro como el sistema (Fig. 4-31), el cual es cerrado porque ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que comúnmente un dispositivo de cilindro-émbolo se relaciona con una frontera móvil y, por lo tanto, con trabajo de frontera, W_b. También, se pierde calor del sistema y se hace trabajo eléctrico W_e sobre el sistema.

Primero, se determina el trabajo eléctrico realizado sobre el nitrógeno:

$$W_e = \mathbf{V}I\,\Delta t = (120\ \text{V})(2\ \text{A})(5\ \times 60\ \text{s})\left(\frac{1\ \text{kJ/s}}{1\ 000\ \text{VA}}\right) = 72\ \text{kJ}$$

La masa del nitrógeno se determina a partir de la relación de gas ideal:

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(400\ \text{kPa})(0.5\ \text{m}^3)}{(0.297\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})} = 2.245\ \text{kg}$$

Bajo las suposiciones y observaciones consideradas, el balance de energía sobre el sistema se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{e,\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} - W_{b,\text{salida}} = \Delta U$$

$$W_{e,\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} = \Delta H = m(h_2 - h_1) = mc_p(T_2 - T_1)$$

dado que $\Delta U + W_b \equiv \Delta H$ para un sistema cerrado que experimenta una expansión o compresión en cuasiequilibrio a presión constante. De la tabla A-2*a*, $c_p = 1.039$ kJ/kg · K para el nitrógeno a temperatura ambiente. La única cantidad desconocida en la ecuación anterior es T_2, y se encuentra como

$$72\ \text{kJ} - 2.8\ \text{kJ} = (2.245\ \text{kg})(1.039\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(T_2 - 27°\text{C})$$

$$T_2 = \mathbf{56.7°C}$$

Explicación Observe que este problema se podría resolver también si se determina el trabajo de frontera y el cambio de energía interna en vez del cambio de entalpía.

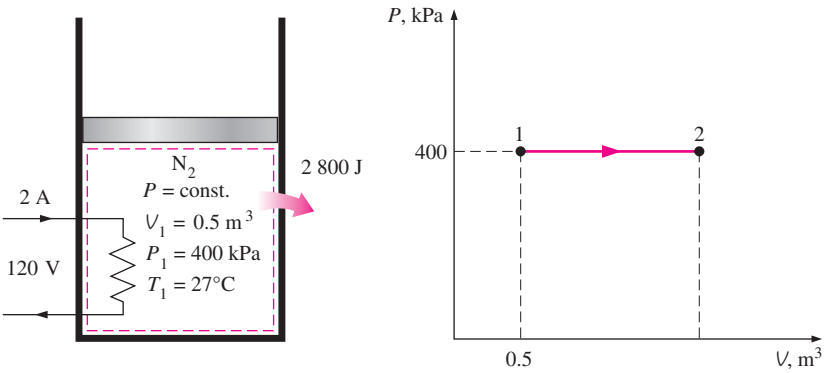


FIGURA 4-31
Esquema y diagrama *P*-*V* para el ejemplo 4-9.

EJEMPLO 4-10 Calentamiento de un gas a presión constante

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene al inicio aire a 150 kPa y 27°C. En este estado, el émbolo descansa sobre un par de topes, como se ilustra en la figura 4-32, y el volumen encerrado es de 400 L. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 350 kPa para moverlo. Se calienta el aire hasta duplicar su volumen. Determine *a*) la temperatura final, *b*) el trabajo que realiza el aire y *c*) el calor total transferido al aire.

Solución En un dispositivo de cilindro-émbolo provisto de dos topes se calienta aire hasta duplicar su volumen. Se determinarán la temperatura final, el trabajo realizado y la transferencia de calor total.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal porque está a temperatura alta y baja presión en relación con sus valores de punto crítico. **2** El sistema es estacionario; por lo tanto, los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E = \Delta U$. **3** El volumen permanece constante hasta que el émbolo comienza a moverse, después la presión permanece constante durante el proceso. **4** No hay trabajo de flecha, eléctrico o de otro tipo.

Análisis Se toma el contenido del cilindro como el *sistema* (Fig. 4-32), el cual es *cerrado* puesto que ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que comúnmente un dispositivo de cilindro-émbolo tiene relación con una frontera móvil y, por lo tanto, con trabajo de frontera, W_b. Asimismo, el sistema realiza trabajo de frontera y se transfiere calor al sistema.

a) La temperatura final se determina fácilmente por medio de la relación del gas ideal entre los estados 1 y 3 en la siguiente forma:

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_3V_3}{T_3} \longrightarrow \frac{(150\ \text{kPa})(V_1)}{300\ \text{K}} = \frac{(350\ \text{kPa})(2V_1)}{T_3}$$

$$T_3 = \mathbf{1\ 400\ K}$$

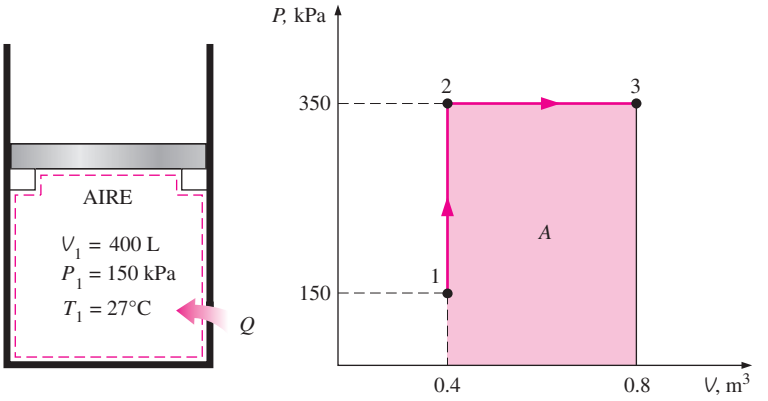
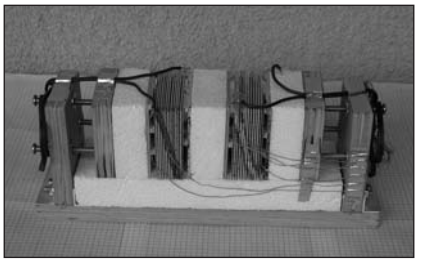


FIGURA 4-32
Esquema y diagrama *P-V* para el ejemplo 4-10.

EXPERIMENTO



Use los datos reales del experimento mostrado aquí para obtener el **calor específico** del aluminio. Véase el problema 4-179 al final del capítulo.

© *Ronald Mullisen*

EXPERIMENTO

Use los datos reales del experimento mostrado aquí para obtener el **calor específico** del aluminio. Véase el problema 4-180 al final del capítulo.

© *Ronald Mullisen*

b) El trabajo realizado se podría determinar por integración, pero en este caso es mucho más fácil hacerlo a partir del área bajo la curva del proceso, en un diagrama *P-V* el cual se muestra en la figura 4-32:

$$A = (V_2 - V_1)P_2 = (0.4\ \text{m}^3)(350\ \text{kPa}) = 140\ \text{m}^3 \cdot \text{kPa}$$

Por consiguiente,

$$W_{13} = \mathbf{140\ kJ}$$

El sistema realiza trabajo (para elevar el émbolo y expulsar el aire atmosférico), por lo tanto se trata de producción de trabajo..

c) Bajo las suposiciones y observaciones consideradas, el balance de energía en el sistema entre los estados inicial y final (proceso 1-3) se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$Q_{\text{entrada}} - W_{b,\text{salida}} = \Delta U = m(u_3 - u_1)$$

La masa del sistema se determina a partir de la relación de gas ideal:

$$m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(150\ \text{kPa})(0.4\ \text{m}^3)}{(0.287\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(300\ \text{K})} = 0.697\ \text{kg}$$

Las energías internas de determinan de la tabla del aire (Tabla A-17) como

$$u_1 = u_{@\ 300\ \text{K}} = 214.07\ \text{kJ/kg}$$
$$u_3 = u_{@\ 1\,400\ \text{K}} = 1\,113.52\ \text{kJ/kg}$$

Así,

$$Q_{\text{entrada}} - 140\ \text{kJ} = (0.697\ \text{kg})[(1\,113.52 - 214.07)\ \text{kJ/kg}]$$
$$Q_{\text{entrada}} = \mathbf{767\ kJ}$$

Explicación El signo positivo asegura que se transfiere calor al sistema.

4-5 ▪ ENERGÍA INTERNA, ENTALPÍA Y CALORES ESPECÍFICOS DE SÓLIDOS Y LÍQUIDOS

Una sustancia cuyo volumen específico (o densidad) es constante se llama **sustancia incompresible**. Los volúmenes específicos de sólidos y líquidos en esencia permanecen constantes durante un proceso (Fig. 4-33); por lo tanto, líquidos y sólidos se pueden considerar semejantes como sustancias incompresibles sin sacrificar mucho en precisión. Se debe entender que la suposición de volumen constante implica que la energía relacionada con el cambio de volumen es insignificante en comparación con otras formas de energía. De lo contrario, esta suposición sería ridícula para estudiar el esfuerzo térmico en sólidos (causado por el cambio de volumen con la temperatura) o analizar termómetros de líquido contenido en vidrio.

Se puede mostrar matemáticamente que (véase el capítulo 12) los calores específicos a volumen y presión constantes son idénticos para sustancias incompresibles (Fig. 4-34). Entonces, para sólidos y líquidos, los subíndices en c_p y c_v se eliminan, y ambos calores específicos se pueden representar mediante un solo símbolo c. Es decir,

$$c_p = c_v = c \tag{4-32}$$

Esto se podría deducir también de las definiciones físicas de calores específicos a volumen y presión constantes. Los valores de calores específicos para diversos líquidos y sólidos comunes se ofrecen en la tabla A-3.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 4, SECC. 5 EN EL DVD.

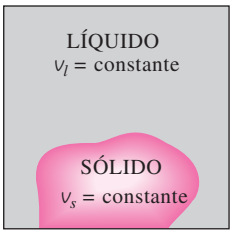


FIGURA 4-33
Los volúmenes específicos de sustancias incompresibles permanecen constantes durante un proceso.

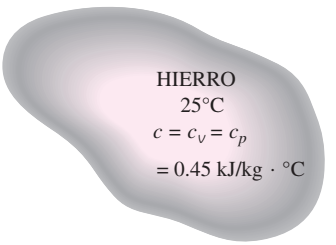


FIGURA 4-34
Los valores c_v y c_p de sustancias incompresibles son idénticos y se denotan mediante c.

Cambios de energía interna

Al igual que los de gases ideales, los calores específicos de sustancias incompresibles dependen sólo de la temperatura. Así, las diferenciales parciales en la ecuación de definición de c_v se pueden reemplazar por diferenciales ordinarias, que producen

$$du = c_v\, dT = c(T)\, dT \tag{4-33}$$

El cambio de energía interna entre los estados 1 y 2 se obtiene por integración:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c(T)\, dT \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-34}$$

La variación del calor específico c con la temperatura se debe conocer antes de llevar a cabo esta integración. Para pequeños intervalos de temperatura, un valor de c a la temperatura promedio se puede usar y tratar como una constante, de lo que se obtiene

$$\Delta u \cong c_{\text{prom}}(T_2 - T_1) \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-35}$$

Cambios de entalpía

Si se emplea la definición de entalpía $h = u + Pv$ y observando que $v =$ constante, la forma diferencial del cambio de entalpía de sustancias incompresibles se determina mediante derivación, como

$$dh = du + v\, dP + P\, \overbrace{dv}^{0} = du + v\, dP \tag{4-36}$$

Al integrar,

$$\Delta h = \Delta u + v\, \Delta P \cong c_{\text{prom}}\, \Delta T + v\, \Delta P \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{4-37}$$

Para *sólidos*, el término $v\,\Delta P$ es insignificante, por lo tanto $\Delta h = \Delta u \cong c_{\text{prom}}\Delta T$. Para *líquidos*, comúnmente se encuentran dos casos especiales:

1. *Procesos a presión constante*, como en los calentadores ($\Delta P = 0$): $\Delta h = \Delta u \cong c_{\text{prom}}\Delta T$
2. *Procesos a temperatura constante*, como en las bombas ($\Delta T = 0$): $\Delta h = v\,\Delta P$

Para un proceso que ocurre entre los estados 1 y 2, la última relación se puede expresar como $h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1)$. Si se toma el estado 2 como el estado de líquido comprimido a T y P dadas, así como el estado de líquido saturado a la misma temperatura, es posible expresar la entalpía del líquido comprimido como

$$h_{@P,T} \cong h_{f\,@\,T} + v_{f\,@\,T}(P - P_{\text{sat}\,@\,T}) \qquad \textbf{(4-38)}$$

como se analizó en el capítulo 3. Ésta es una mejora sobre la suposición de que la entalpía del líquido comprimido se podría tomar como h_f a la temperatura dada (es decir, $h_{@\,P,T} \cong h_{f\,@\,T}$); sin embargo, la contribución del último término suele ser muy pequeña y se ignora. (Observe que a presiones y temperaturas altas, la ecuación 4-38 podría sobrecorregir la entalpía y dar como resultado un error más grande que la aproximación $h \cong h_{f\,@\,T}$.)

EJEMPLO 4-11 Entalpía de un líquido comprimido

Determine la entalpía del agua líquida a 100°C y 15 MPa *a*) usando tablas de líquido comprimido, *b*) aproximándola como un líquido saturado y *c*) usando la corrección dada por la ecuación 4-38.

Solución Se determinará la entalpía del agua líquida de manera exacta y aproximada.

Análisis A 100°C, la presión de saturación del agua es 101.42 kPa, y como $P > P_{\text{sat}}$, el agua existe como un líquido comprimido en el estado especificado.

a) De las tablas de líquido comprimido, se lee

$$\left.\begin{matrix} P = 15\ \text{MPa} \\ T = 100°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h = \mathbf{430.39\ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-7)}$$

Éste es el valor exacto.

b) Considerando el líquido comprimido como uno saturado a 100°C, como suele hacerse, se obtiene

$$h \cong h_{f\,@\,100°\text{C}} = \mathbf{419.17\ kJ/kg}$$

Este valor tiene un error de alrededor de 2.6 por ciento.

c) De la ecuación 4-38,

$$\begin{aligned} h_{@P,T} &\cong h_{f\,@\,T} + v_{f\,@\,T}(P - P_{\text{sat}\,@\,T}) \\ &= (419.17\ \text{kJ/kg}) + (0.001\ \text{m}^3\,\text{kg})[(15\,000 - 101.42)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) \\ &= \mathbf{434.07\ kJ\ kg} \end{aligned}$$

Explicación Note que el término de corrección redujo el error de 2.6 a casi 1 por ciento en este caso. Sin embargo, esta mejora en precisión con frecuencia no vale la pena.

EJEMPLO 4-12 Enfriamiento con agua de un bloque de hierro

Un bloque de hierro de 50 kg a 80°C se sumerge en un recipiente aislado que contiene 0.5 m^3 de agua líquida a 25°C. Determine la temperatura cuando se alcanza el equilibrio térmico.

Solución En un recipiente aislado con agua se sumerge un bloque de hierro. Se determinará la temperatura final cuando se alcanza el equilibrio térmico.

Suposiciones **1** Tanto el agua como el bloque de hierro son sustancias incompresibles. **2** Para el agua y el hierro se pueden usar calores específicos constantes a temperatura ambiente. **3** El sistema es estacionario, por lo tanto los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E = \Delta U$. **4** No hay trabajo eléctrico, de flecha o de otro tipo. **5** El sistema está bien aislado, por consiguiente, no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma todo el contenido del recipiente como el *sistema* (Fig. 4-35), el cual es *cerrado* puesto que ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso. Se observa que el volumen de un recipiente rígido es constante, de modo que no hay trabajo de frontera. El balance de energía se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$0 = \Delta U$$

La energía interna total U es una propiedad extensiva, por lo tanto se puede expresar como la suma de las energías internas de las partes del sistema. Entonces, el cambio de energía interna total del sistema es

$$\Delta U_{\text{sistema}} = \Delta U_{\text{hierro}} + \Delta U_{\text{agua}} = 0$$

$$[mc(T_2 - T_1)]_{\text{hierro}} + [mc(T_2 - T_1)]_{\text{agua}} = 0$$

El volumen específico del agua líquida en o cerca de la temperatura ambiente se toma como 0.001 m^3/kg; entonces la masa del agua es

$$m_{\text{agua}} = \frac{V}{v} = \frac{0.5\ \text{m}^3}{0.001\ \text{m}_3\ \text{kg}} = 500\ \text{kg}$$

Los calores específicos del hierro y el agua se determinan de la tabla A-3 como $c_{\text{hierro}} = 0.45$ kJ/kg · °C y $c_{\text{agua}} = 4.18$ kJ/kg · °C. Al sustituir estos valores en la ecuación de energía se obtiene

$$(50\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/kg} \cdot °\text{C})(T_2 - 80°\text{c}) + (500\ \text{kg})(4.18\ \text{kJ/kg} \cdot °\text{C})(T_2 - 25°\text{C}) = 0$$

$$T_2 = \mathbf{25.6°C}$$

De esta manera, cuando se establece el equilibrio térmico, tanto el agua como el hierro estarán a 25.6°C.

Explicación El pequeño aumento en la temperatura del agua se debe a su gran masa y a su calor específico grande.

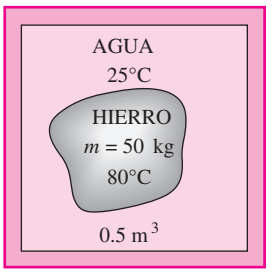


FIGURA 4-35
Esquema para el ejemplo 4-12.

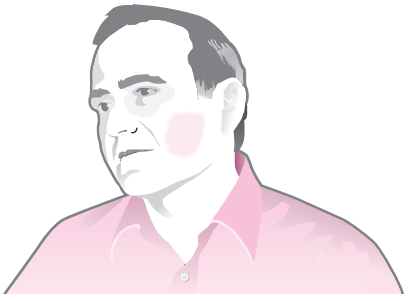


FIGURA 4-36
Esquema para el ejemplo 4-13.

EJEMPLO 4-13 Aumento de la temperatura debido a una bofetada

Si alguna vez ha propinado o recibido una bofetada, quizá recuerde la sensación de ardor. Imagine que tuvo la desafortunada ocasión de ser abofeteado por una persona enojada, lo cual le causó un aumentó de temperatura de 1.8°C en el área afectada (¡ay!). Suponiendo que la mano golpeadora tiene una masa de 1.2 kg y que cerca de 0.150 kg de tejido tanto de la cara como de la mano resulta afectado por el incidente, estime la velocidad de la mano justo antes del impacto. Suponga que el calor específico del tejido es de 3.8 kJ/kg · °C.

Solución La cara de una persona es abofeteada. Para el aumento de temperatura especificado en las partes afectadas, se determinará la velocidad de impacto de la mano.

Suposiciones **1** La mano se detiene por completo después del impacto. **2** La cara recibe el golpe sin movimiento significativo. **3** No se transfiere calor hacia los alrededores del área afectada, por lo tanto el proceso es adiabático. **4** El sistema no recibe ni realiza trabajo. **5** El cambio de energía potencial es cero, $\Delta EP = 0$ y $\Delta E = \Delta U + \Delta EC$.

Análisis Este incidente se analiza de manera profesional sin tener que ver con emociones. Primero se identifica el sistema, se traza un bosquejo de éste y se expresan las observaciones acerca de las particularidades del problema. Se toman tanto la mano como la porción afectada de la cara como el *sistema* (Fig. 4-36), el cual es *cerrado* porque se relaciona con una cantidad fija de masa (ninguna transferencia de masa). Se observa que la energía cinética de la mano disminuye durante el proceso, lo cual se indica por una disminución de la velocidad del valor inicial hasta cero, mientras que la energía interna del área afectada se incrementa, como lo muestra el aumento de temperatura. Al parecer no hay transferencia significativa de energía entre el sistema y sus alrededores durante este proceso.

Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía en el sistema se puede expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$0 = \Delta U_{\text{tejido afectado}} + \Delta \text{EC}_{\text{mano}}$$
$$0 = (mc\Delta T)_{\text{tejido afectado}} + [m(0 - V^2)/2]_{\text{mano}}$$

Es decir, la disminución en la energía cinética de la mano debe ser igual al incremento de energía interna del área afectada. Al despejar la velocidad y sustituir las cantidades, la velocidad de impacto de la mano se determina como

$$V_{\text{mano}} = \sqrt{\frac{2(mc\Delta T)_{\text{tejido afectado}}}{m_{\text{mano}}}}$$
$$= \sqrt{\frac{2(0.15\ \text{kg})(3.8\ \text{kJ/kg} \cdot °\text{C})(1.8°\text{C})}{1.2\ \text{kg}}\left(\frac{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$
$$= \mathbf{41.4\ m/s}\ (\text{o } 149\ \text{km/h})$$

Explicación La reconstrucción de sucesos como éste, haciendo suposiciones apropiadas, es común en la ciencia forense.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Aspectos termodinámicos de los sistemas biológicos

Una excitante e importante área de aplicación de la termodinámica es en los sistemas biológicos, los cuales son sitios de transferencia de energía y de procesos de transformación bastante complejos e intrigantes. Los sistemas biológicos no se encuentran en equilibrio termodinámico, por lo tanto se dificulta su análisis. A pesar de su complejidad, los sistemas biológicos están formados principalmente por cuatro elementos sencillos: hidrógeno, oxígeno, carbono y nitrógeno. De todos los átomos del cuerpo humano, el hidrógeno representa 63 por ciento, el oxígeno 25.5, el carbono 9.5 y el nitrógeno 1.4 por ciento. El resto, 0.6 por ciento, corresponde a otros 20 elementos esenciales para la vida. En masa, alrededor del 72 por ciento del cuerpo humano es agua.

Los bloques básicos de los organismos vivos son las células, que son semejantes a fábricas diminutas en las que se llevan a cabo funciones vitales para la supervivencia de los organismos. Un sistema biológico puede ser tan sencillo como una sola célula. El cuerpo humano contiene alrededor de 100 billones de células con un diámetro promedio de 0.01 mm. La membrana de la célula es una pared semipermeable que permite el paso de algunas sustancias mientras que excluye a otras.

En una célula representativa ocurren miles de reacciones químicas cada segundo, tiempo durante el cual se descomponen algunas moléculas, se libera energía y se forman algunas nuevas moléculas. Este alto nivel de actividad química dentro de las células, que mantiene al cuerpo humano a una temperatura de 37°C mientras lleva a cabo las tareas corporales necesarias, se llama **metabolismo**, concepto que en términos sencillos, se refiere a la combustión de alimentos como carbohidratos, grasas y proteínas. La tasa del metabolismo en el estado de descanso se conoce como *tasa metabólica basal*, que es la tasa de metabolismo requerida para que un cuerpo se mantenga desarrollando las funciones necesarias (como respiración y circulación sanguínea) a nivel cero de actividad externa. La tasa metabólica se puede interpretar también como la tasa de consumo de energía para un cuerpo. Para un hombre promedio (30 años de edad, 70 kg, 1.8 m^2 de área superficial corporal), la tasa metabólica basal es de 84 W; es decir, el cuerpo disipa energía al ambiente a una tasa de 84 W, lo cual significa que el cuerpo convierte energía química a partir del alimento (o de la grasa corporal si la persona no ha comido) en energía térmica, a una tasa de 84 W (Fig. 4-37). La tasa metabólica aumenta con el nivel de actividad y puede exceder 10 veces la basal cuando el cuerpo realiza ejercicio extenuante. Es decir, dos personas que realizan ejercicio intenso en una habitación pueden estar suministrando más energía a la habitación que un calentador de resistencia eléctrica de 1 kW (Fig. 4-38). La fracción de calor sensible varía de aproximadamente 40 por ciento en el caso de trabajo pesado hasta casi 70 por ciento para trabajo ligero. El resto de la energía se elimina del cuerpo por transpiración en forma de calor latente.

La tasa metabólica basal varía con el sexo, el tamaño del cuerpo, las condiciones generales de salud, etc., y decrece de modo considerable con la edad. A esto se debe que las personas tiendan a engordar entre finales de los 20 y los 30 años, aunque no incrementen su ingesta de alimentos. El cerebro y el hígado son los principales sitios de actividad metabólica. Estos dos órganos explican casi 50 por ciento de la tasa metabólica basal de un cuerpo humano adulto aunque sólo constituyen alrededor de 4 por ciento de la masa corporal. En los niños pequeños, es notable que casi la mitad de la actividad metabólica basal ocurra sólo en el cerebro.

*Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

FIGURA 4-37
Cuando está en reposo, en promedio una persona disipa energía hacia los alrededores a una tasa de 84 W.

© Vol. 124/PhotoDisc

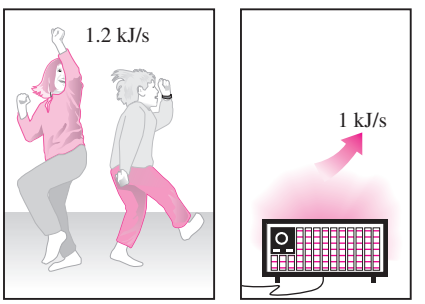


FIGURA 4-38
Dos personas bailando rápido proveen más energía a una habitación que un calentador de resistencia eléctrica de 1 kW.

Refrigerador de 300 W
Calentador de resistencia de 300 W
Ventilador de 300 W
Televisor de 300 W
Dos personas, cada una disipa 150 W
Tres focos incandescentes, cada uno de 100 W
Una computadora de 100 W con un monitor de 200 W
Energía solar 300 W

FIGURA 4-39

Dispositivos que suministran a una habitación la misma cantidad de energía que un calentador de resistencia eléctrica de 300 W.

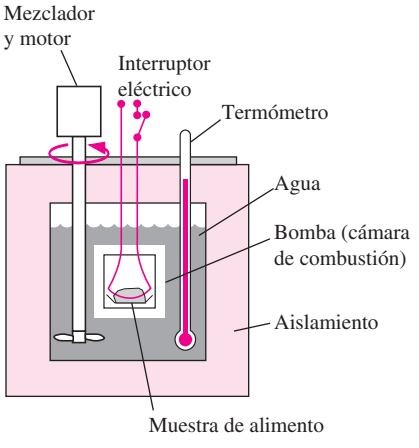


FIGURA 4-40

Esquema de un calorímetro de bomba utilizado para determinar el contenido de energía de muestras de alimentos.

Las reacciones biológicas en las células ocurren en esencia a temperatura, presión y volumen constantes. La temperatura de la célula tiende a subir cuando alguna energía química es convertida en calor, pero esta energía se transfiere con rapidez al sistema circulatorio, el cual la transporta a las partes exteriores del cuerpo y, con el tiempo, al ambiente por medio de la piel.

Las células musculares funcionan de una manera muy parecida a un motor, ya que convierten la energía química en mecánica (trabajo) con una eficiencia de conversión cercana a 20 por ciento. Cuando el cuerpo no hace trabajo neto sobre el ambiente (como subir muebles a un piso superior), el trabajo completo también se convierte en calor. En ese caso, toda la energía química del alimento liberada en el cuerpo durante el metabolismo es transferida finalmente al ambiente. Una televisión en operación permanente que consume electricidad a una tasa de 300 W debe eliminar calor hacia su ambiente a una tasa de 300 W sin importar qué suceda dentro del aparato. Es decir, encender una televisión de 300 W o tres bombillas de 100 W produce el mismo efecto de calentamiento en una habitación que un calentador de resistencia de 300 W (Fig. 4-39). Esto es una consecuencia del principio de conservación de la energía, el cual requiere que el aporte de energía a un sistema sea igual a la salida de energía cuando el contenido total de ésta en el sistema permanece constante durante el proceso.

Alimento y ejercicio

Los requerimientos de energía de un cuerpo se satisfacen con la ingesta de alimentos. Los nutrimentos alimenticios son considerados en tres grupos principales: carbohidratos, proteínas y grasas. Los *carbohidratos* se caracterizan por tener en sus moléculas átomos de hidrógeno y oxígeno en una relación de 2 a 1. Las moléculas de los carbohidratos van desde las muy sencillas (como el azúcar común) a las muy complejas o grandes (como en el almidón). El pan y el azúcar son las principales fuentes de carbohidratos. Las *proteínas* son moléculas muy grandes que contienen carbono, hidrógeno, oxígeno y nitrógeno, además de ser esenciales para la construcción y la reparación de los tejidos corporales. Están formadas por moléculas más pequeñas llamadas *aminoácidos*. Las proteínas completas como las que proporcionan la carne, la leche y el huevo tienen todos los aminoácidos requeridos para construir los tejidos corporales. Las provenientes de las plantas, como las que se encuentran en frutas, vegetales y granos, carecen de uno o más aminoácidos y se llaman proteínas incompletas. Las *grasas* son moléculas relativamente pequeñas conformadas por carbono, hidrógeno y oxígeno, y sus principales fuentes son los aceites vegetales y las grasas animales. La mayor parte de los alimentos contienen todos los grupos nutritivos en proporciones variables. La dieta estadounidense promedio consiste en 45 por ciento de carbohidratos, 40 por ciento de grasas y 15 por ciento de proteínas, aunque se recomienda que en una dieta saludable menos de 30 por ciento de las calorías vengan de la grasa.

El contenido energético de un alimento se determina quemando una pequeña muestra de éste en un dispositivo llamado *calorímetro de bomba*, que en esencia es un recipiente rígido bien aislado (Fig. 4-40). El recipiente contiene una pequeña cámara de combustión rodeada de agua. El alimento se quema en la cámara de combustión en presencia de oxígeno en exceso y la energía liberada se transfiere al agua circundante, de manera que el contenido de energía del alimento se calcula con base en el principio de conservación de la energía midiendo la elevación de temperatura del agua. Al quemarse el alimento, el carbono de éste se convierte en CO_2 y el hidrógeno en H_2O. Las mismas reacciones químicas ocurren en el cuerpo, por lo tanto se libera la misma cantidad de energía.

Utilizando muestras secas (libres de agua), el contenido promedio de energía de los tres grupos alimenticios básicos se determina a través de mediciones hechas con el calorímetro de bomba, lo cual da 18.0 MJ/kg para los carbohidratos, 22.2 MJ/kg para las proteínas y 39.8 MJ/kg para las grasas. Sin embargo, estos grupos alimenticios no se metabolizan por completo en el cuerpo humano: la fracción del contenido metabolizable de energía es de 95.5 por ciento para los carbohidratos, 75.5 para las proteínas y 97.7 para las grasas. Es decir, el cuerpo metaboliza casi por completo las grasas ingeridas, pero desecha sin quemar alrededor de una cuarta parte de la proteína ingerida. Esto corresponde a 4.1 calorías/gramo para proteínas y carbohidratos y 9.3 calorías/gramo para grasas (Fig. 4-41), lo cual se lee comúnmente en los libros de nutrición y en las etiquetas de los alimentos. El contenido de energía de los alimentos ingeridos normalmente es mucho menor que los valores anteriores debido a su gran contenido de agua (el agua añade volumen a los alimentos pero no puede ser metabolizada ni quemada, por lo tanto no tiene valor energético). Por ejemplo, la mayoría de los vegetales, frutas y carnes son agua. El contenido promedio de energía metabolizable de los tres grupos alimenticios básicos es de 4.2 MJ/kg para los carbohidratos, 8.4 MJ/kg para las proteínas y 33.1 MJ/kg para las grasas. Observe que 1 kg de grasa natural contiene casi 8 veces la energía metabolizable de 1 kg de carbohidratos naturales. Por lo tanto, una persona que llena su estómago con comida grasosa está consumiendo mucha más energía que una persona que lo llena con carbohidratos como el pan o el arroz.

Generalmente los expertos en nutrición expresan el contenido de energía metabolizable de los alimentos en términos de *Calorías*, con mayúscula. Una Caloría equivale a una *kilocaloría* (1 000 calorías), lo cual es equivalente a 4.1868 kJ. Es decir,

$$1 \text{ Cal (Caloría)} = 1\,000 \text{ calorías} = 1 \text{ kcal (kilocaloría)} = 4.1868 \text{ kJ}$$

Esta notación para las calorías suele causar confusión ya que no siempre se sigue en tablas o artículos sobre nutrición. Cuando el tema es comida o salud, una caloría significa kilocaloría, esté o no escrita con mayúscula.

Las **necesidades calóricas diarias** de la gente varían en forma considerable con la edad, el género, el estado de salud, el nivel de actividad, el peso corporal y la composición del cuerpo, así como otros factores. Una persona pequeña requiere menos calorías que otra más grande del mismo sexo y edad. Un hombre promedio requiere entre 2 400 y 2 700 Calorías por día; mientras que la de una mujer promedio va de 1 800 a 2 200 Calorías. Las necesidades diarias están cerca de 1 600 para mujeres sedentarias y algunos adultos más viejos; 2 000 para los hombres sedentarios y la mayoría de los adultos viejos; 2 200 para la mayoría de los niños, chicas adolescentes y mujeres activas; 2 800 para adolescentes, hombres activos y algunas mujeres muy activa y más de 3 000 para hombres muy activos. El valor *promedio* de ingesta calórica se considera, en general, de 2 000 Calorías diarias. Las necesidades calóricas de una persona se determinan multiplicando el peso corporal en libras (que es 2.205 veces el peso corporal en kg) por 11 para una persona sedentaria, por 13 para una persona moderadamente activa, por 15 para una persona que se ejercita o que hace trabajo físico moderado, y por 18 para quien se ejercita activamente o hace trabajo físico intenso. Las calorías extras consumidas por un cuerpo se almacenan como grasa, la cual sirve como energía de reserva y se utiliza cuando la ingesta calórica del cuerpo es menor a la necesaria.

Al igual que otras grasas naturales, 1 kg de grasa del cuerpo humano contiene alrededor de 33.1 MJ de energía metabolizable. Por lo tanto, una persona hambrienta (ingesta cero de energía) que utilice 2 200 Calorías (9 211 kJ) al

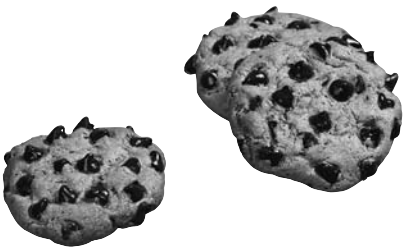


FIGURA 4-41

Evaluación del contenido calórico de una porción de galletas con trozos de chocolate (los valores son para las galletas Chips Ahoy de Nabisco).

© *Vol. 30/PhotoDisc*

día puede satisfacer sus requerimientos energéticos diarios por ingesta quemando solamente 9 211/33 100 = 0.28 kg de grasa corporal. Así, no sorprende que una persona sobreviva más de 100 días sin comer. (Sin embargo, se requiere tomar agua para recuperar la que se pierde a través de los pulmones y la piel para evitar la deshidratación, que puede ocurrir en sólo unos pocos días.) Aunque el deseo de deshacerse del exceso de grasa en este mundo esbelto pueda ser en ocasiones avasallador, las dietas de hambre no son recomendables debido a que el cuerpo pronto empieza a consumir su propio tejido muscular además de la grasa. Una dieta saludable deberá incluir ejercicio regular y considerar una cantidad razonable de ingesta calórica.

Los contenidos promedio de energía metabolizable de varios alimentos y el consumo de energía para varias actividades se ofrecen en las tablas 4-1 y 4-2. Como podría esperarse, hay algo de incertidumbre en estos valores si se toma en cuenta que no existen dos hamburguesas iguales y que no hay dos personas que caminen exactamente de la misma manera. Por lo tanto, es posible que para las mismas cuestiones se hallen valores un poco distintos en otros libros o revistas.

Las tasas de consumo de energía incluidas en la tabla 4-2 durante algunas actividades son para un adulto de 68 kg. La energía que consumen adultos más grandes o pequeños se determina mediante la proporcionalidad de la tasa metabólica y el tamaño corporal, por ejemplo, la tasa de consumo de energía por un ciclista de 68 kg se lista en la tabla 4-2 como 639 Calorías/h; entonces la tasa de consumo de energía de un ciclista de 50 kg es

$$(50\ \text{kg})\frac{639\ \text{Cal/h}}{68\ \text{kg}} = 470\ \text{Cal/h}$$

Para una persona de 100 kg, serían 940 Cal/h.

El análisis termodinámico del cuerpo humano es bastante complicado ya que tiene que ver con transferencia de masa (durante la respiración, transpiración, etc.), así como con transferencia de energía; por lo tanto se debe considerar como un sistema abierto. Sin embargo, la transferencia de energía con la masa es difícil de cuantificar, entonces el cuerpo humano se modela de manera simple como un sistema cerrado considerando la energía transportada con la masa únicamente como transferencia de energía. Por ejemplo, la alimentación se modela como la transferencia de energía hacia el cuerpo humano en la cantidad del contenido de energía metabolizable del alimento.

TABLA 4-1

Contenido de energía metabolizable aproximado de algunos alimentos comunes (1 Caloría = 4.1868 kJ = 3.968 Btu)

Alimento	Calorías	Alimento	Calorías	Alimento	Calorías
Manzana (una, mediana)	70	Emparedado de pescado	450	Leche (descremada, 200 ml)	76
Papa horneada (sola)	250	Papas fritas (normales)	250	Leche (entera, 200 ml)	136
Papa horneada con queso	550	Hamburguesa	275	Durazno (uno, mediano)	65
Pan (blanco, una rebanada)	70	Hot dog	300	Pay (una rebanada de $\frac{1}{8}$, 23 cm de diámetro)	300
Mantequilla (una cucharadita)	35	Helado (100 ml, 10% de grasa)	110	Pizza (grande, con queso, una rebanada de $\frac{1}{8}$)	350
Hamburguesa con queso	325	Ensalada de lechuga con aderezo francés	150		
Barra de chocolate (20 g)	105				
Refresco de cola (200 ml)	87				
Huevo (uno)	80				

Dietas

La mayor parte de las dietas se basan en el *conteo de calorías*; es decir, bajo el principio de conservación de la energía: una persona gana peso si el consumo de calorías es mayor al requerido y pierde peso si consume menos calorías de las que necesita su cuerpo. Sin embargo, las personas que comen lo que quieren cuando quieren sin ganar peso son prueba viviente de que por sí sola la técnica de conteo de calorías no funciona en la dieta. Es obvio que las dietas implican más que llevar la cuenta de las calorías. También es necesario tener en cuenta que las frases *ganancia de peso* y *pérdida de peso* son nombres poco apropiados; las frases correctas deben ser *ganancia de masa* y *pérdida de masa*. Un hombre que va al espacio pierde prácticamente todo su peso pero nada de su masa. Cuando el tema es la alimentación y la salud, se entiende que *peso* significa *masa*, y el peso se expresa en unidades de masa.

Los investigadores en nutrición han propuesto varias teorías sobre las dietas, y una de éstas indica que ciertas personas tienen cuerpos muy "eficientes en relación con el alimento". Tales personas requieren menos calorías que otras para hacer la misma actividad, así como cierto automóvil requiere menos combustible para recorrer una determinada distancia. Es interesante reflexionar que siempre se desea un automóvil con alto rendimiento de combustible, aunque no se piensa lo mismo para nuestros cuerpos. Una cosa que frustra a quienes hacen dieta es que el cuerpo la interpreta como *inanición* y comienza a usar las reservas del cuerpo de modo más riguroso. Se ha observado que cambiar de una dieta diaria normal de 2 000 Calorías a otra de 800 Calorías, sin involucrar ejercicio, baja la tasa metabólica basal de 10 a 20 por ciento. Aunque la tasa metabólica se restablece al terminar la dieta, los largos periodos de dieta baja en calorías sin ejercicio adecuado producen, además de pérdida de grasa, otra muy considerable de tejido muscular. Con menos de este tejido para quemar calorías, la tasa metabólica del cuerpo decrece y se queda por debajo de lo normal aun después de que la persona empieza a comer normalmente. Como resultado, la persona recupera el peso que ha perdido en forma de grasa y más. La tasa metabólica basal permanece casi igual en la gente que se ejercita mientras hace dieta.

El ejercicio regular moderado es parte de cualquier programa saludable de dieta por una buena razón: construye o conserva el tejido muscular, el cual quema calorías mucho más rápido que el tejido graso. Es interesante saber que después del ejercicio aeróbico continúa la quema de calorías durante varias horas, de modo que se eleva de forma considerable la tasa metabólica general.

Otra teoría indica que las personas con *demasiadas células grasas* desarrolladas durante la niñez o adolescencia son mucho más propensas a ganar peso. Algunas personas creen que el contenido graso de sus cuerpos se controla mediante el ajuste de un mecanismo de "control de grasa", de manera semejante a como se controla con un termostato la temperatura de una casa.

Otras personas atribuyen sus problemas de peso a sus *genes*. Si se considera que 80 por ciento de los hijos de padres con sobrepeso también lo sufren, es posible que la herencia sí tenga un papel importante en la manera en que un cuerpo almacena grasa. Los investigadores de la Universidad de Washington y de la Universidad Rockefeller han identificado un gen, llamado el RII-beta, que al parecer controla la tasa del metabolismo. El cuerpo trata de mantener la grasa corporal en un nivel particular, llamado **punto fijo**, el cual difiere de una persona a otra (Fig. 4-42). Esto ocurre *acelerando* el metabolismo y por lo tanto quemando calorías extra mucho más rápido cuando una persona tiende a ganar peso, así como *reduciendo* el metabolismo y queman-

TABLA 4-2

Consumo de energía aproximado de un adulto de 68 kg durante algunas actividades (1 Caloria = 4.1868 kJ = 3.968 Btu)

Actividad	Calorías/h
Metabolismo basal	72
Baloncesto	550
Ciclismo (21 km/h)	639
Esquí a campo traviesa (13 km/h)	936
Conducir un automóvil	180
Comer	99
Baile rápido	600
Carrera rápida (13 km/h)	936
Trote (8 km/h)	540
Nado (lento)	860
Nado (rápido)	288
Tenis (avanzado)	480
Tenis (principiante)	288
Caminata (7.2 km/h)	432
Ver TV	72

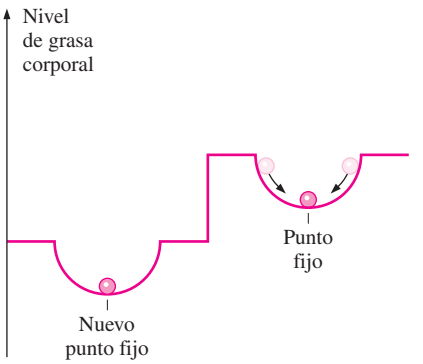


FIGURA 4-42

El cuerpo tiende a mantener el nivel de grasa corporal en un *punto fijo* acelerando el metabolismo cuando una persona come de más y disminuyéndolo cuando la persona está en ayuno.

do calorías a una tasa menor cuando una persona tiende a perder peso. Por lo tanto, una persona que acaba de adelgazar quema menos calorías que otra con el mismo tamaño quien siempre ha sido esbelta. Ni siquiera el ejercicio parece cambiar eso. Entonces, para no ganar peso, quien acaba de adelgazar no debería consumir más calorías de las que puede quemar. Observe que en las personas con altas tasas metabólicas, el cuerpo disipa las calorías extras como calor corporal en lugar de almacenarlas como grasa y, por lo tanto, no hay violación del principio de conservación de energía.

Se considera que algunas personas tienen una *falla genética* a la que se puede atribuir las tasas tan bajas de metabolismo. Varios estudios han llevado a la conclusión de que para dichas personas es casi imposible perder peso, es decir, la obesidad es un problema biológico. Sin embargo, aun ellos no ganarán peso a menos que coman más de lo que su cuerpo pueda quemar. Deben aprender a satisfacerse con poca comida para permanecer delgados y olvidarse de alguna vez llevar una vida con "alimentación" normal. Para la mayoría de la gente, la genética determina la escala de pesos normales. Una persona puede estar en el extremo alto o bajo de dicha escala, según sus hábitos alimenticios y de ejercicio. Esto también explica por qué algunos gemelos genéticamente idénticos no lo son tanto cuando se trata del peso corporal. También se cree que un *desequilibrio hormonal* puede causar ganancia o pérdida excesiva de peso.

Con base en su experiencia, el primer autor de este libro desarrolló una dieta llamada "*dieta sensata*". Consiste en dos reglas sencillas: coma *lo que quiera en el momento que lo desee y en la cantidad que quiera* con las condiciones de que 1) esto sea cuando tiene hambre y 2) deje de comer antes de hartarse. En otras palabras, *escuche a su cuerpo y no se aproveche de él*. No espere ver esta dieta poco científica anunciada en alguna parte, pues no hay nada que vender ni dinero que ganar. Además, no es tan fácil como suena ya que la comida toma el sitio central de la mayoría de las actividades de ocio en la vida social, por lo que comer y beber se han vuelto sinónimos de diversión. Sin embargo, es reconfortante saber que el cuerpo humano puede perdonar imposiciones ocasionales.

El *sobrepeso* se relaciona con una larga lista de riesgos para la salud, desde tensión arterial alta hasta algunas formas de cáncer, en particular para personas que tienen alguna condición médica relacionada con el peso, como la diabetes, hipertensión y enfermedades cardiacas. Por lo tanto, la gente suele preguntarse si su peso se encuentra en el nivel apropiado; bueno, la respuesta a esta pregunta no está labrada en piedra, pero si no ve los dedos de sus pies, o si puede pellizcar su "llantita" más de una pulgada, no necesita a un experto para saber que tiene sobrepeso. Por otra parte, algunas personas obsesionadas con su peso tratan de perderlo más aunque en realidad estén por debajo del correcto. Por lo tanto, es útil tener un criterio científico para determinar la aptitud física. El peso saludable para adultos se expresa por lo general en términos del **índice de masa corporal** (IMC), el cual se define en unidades SI como

$$\text{IMC} = \frac{W\,(\text{kg})}{H^2\,(\text{m}^2)} \quad \text{con} \quad \begin{array}{rl} \text{IMC} < 19 & \text{falta de peso} \\ 19 \le \text{IMC} \le 25 & \text{peso saludable} \\ \text{IMC} > 25 & \text{sobrepeso} \end{array} \tag{4-39}$$

donde W es el peso (en realidad, la masa) de la persona en kg y H es su altura en metros. Por lo tanto, un IMC de 25 es el límite superior para un peso saludable y una persona con un IMC de 27 está 8 por ciento pasada de peso. Se puede demostrar que la fórmula anterior es equivalente, en medidas inglesas, a IMC $= 705\ W/H^2$, donde W está en libras y H en pulgadas. El nivel apropiado de peso para adultos de varias estaturas se da en la tabla 4-3 tanto en unidades SI como del sistema inglés.

TABLA 4-3

Intervalo de peso saludable para adultos de varias estaturas (fuente: National Institute of Health)

Unidades inglesas		*Unidades SI*	
Estatura, pulg	Peso Saludable, lbm*	Estatura, m	Peso Saludable, kg*
58	91-119	1.45	40-53
60	97-127	1.50	43-56
62	103-136	1.55	46-60
64	111-146	1.60	49-64
66	118-156	1.65	52-68
68	125-165	1.70	55-72
70	133-175	1.75	58-77
72	140-185	1.80	62-81
74	148-195	1.85	65-86
76	156-205	1.90	69-90

* Los límites superior e inferior del intervalo saludable corresponden a índices de masa corporal de 19 y 25, respectivamente.

EJEMPLO 4-14 Quema de las calorías del almuerzo

Un hombre de 90 kg comió en el almuerzo dos hamburguesas, una porción regular de papas fritas y 200 ml de bebida de cola (Fig. 4-43). Determine en cuánto tiempo quemará las calorías de este almuerzo *a*) viendo televisión y *b*) nadando con rapidez. ¿Cuáles serían las respuestas en el caso de un hombre de 45 kg?

Solución Un hombre ingirió su almuerzo en un restaurante de comida rápida. Se determinará el tiempo que tarda en quemar las calorías del almuerzo viendo la televisión y nadando rápido.

Suposiciones Los valores de las tablas 4-1 y 4-2 son aplicables para la comida y el ejercicio.

Análisis *a*) Se toma el cuerpo humando como el sistema y se le trata como un sistema cerrado cuyo contenido de energía permanece sin cambio durante el proceso. Entonces, el principio de conservación de energía requiere que la entrada de energía al cuerpo debe ser igual a la salida de energía. La entrada de energía neta en este caso es el contenido de energía metabolizable de la comida ingerida. A partir de la tabla 4-1 se determina como

$$\begin{aligned} E_{\text{entrada}} &= 2 \times E_{\text{hamburguesa}} + E_{\text{papas}} + E_{\text{cola}} \\ &= 2 \times 275 + 250 + 87 \\ &= 887 \text{ Cal} \end{aligned}$$

La tasa de salida de energía para un hombre de 68 kg que ve la televisión se presenta en la tabla 4-2 como 72 Calorías/h. Para un hombre de 90 kg ésta se convierte en

$$E_{\text{salida}} = (90 \text{ kg}) \frac{72 \text{ Cal/h}}{68 \text{ kg}} = 95.3 \text{ Cal/h}$$

Por lo tanto, tomará

$$\Delta t = \frac{887 \text{ Cal}}{95.3 \text{ Cal/h}} = \mathbf{9.3 \text{ h}}$$

quemar las calorías del almuerzo viendo televisión.

b) Se puede mostrar de una manera similar que sólo toma **47 min** quemar las calorías del almuerzo si se nada rápido.

Explicación El hombre de 45 kg es la mitad de grande que el hombre de 90 kg. Por lo tanto, gastar la misma cantidad de energía requiere el doble de tiempo en cada caso: **18.6 h** viendo televisión y **94 min** nadando rápido.

FIGURA 4-43
Comida representativa analizada en el ejemplo 4-14.

© Vol. 30/PhotoDisc

EJEMPLO 4-15 Pérdida de peso con cambiar a papas sin grasa

La grasa artificial olestra pasa por el cuerpo sin ser digerida y, por lo tanto, añade cero calorías a la dieta. Aunque los alimentos cocinados con olestra saben bien, podrían causar dolor abdominal y se desconocen los efectos a largo plazo. Una porción de 1 onza (28.3 gramos) de papas fritas normales tiene 10 gramos de grasa y 150 calorías, mientras que 1 onza de las denominadas papas sin grasa freídas en olestra tiene sólo 75 calorías. Considere una persona que come 1 onza de papas fritas normales todos los días a la hora del almuerzo sin ganar o perder peso. Determine cuánto peso pierde esta persona en un año si cambia a las papas sin grasa (Fig. 4-44).

FIGURA 4-44
Esquema para el ejemplo 4-15.

Solución Una persona cambia de papas fritas normales a otras sin grasa. Se determinará el peso que pierde la persona en un año.

Suposiciones El ejercicio y otros hábitos alimenticios permanecen iguales.

Análisis La persona que cambia a papas sin grasa consume 75 Calorías menos al día. Entonces la reducción anual de calorías consumidas es

$$E_{\text{reducida}} = (75\ \text{Cal/día})(365\ \text{días/año}) = 27\,375\ \text{Cal/año}$$

El contenido de energía metabolizable de 1 kg de grasa corporal es 33 100 kJ. Por lo tanto, si se supone que el déficit en la ingestión de calorías se compensa quemando grasa corporal, la persona que cambia a papas sin grasa perderá

$$m_{\text{grasa}} = \frac{E_{\text{reducida}}}{\text{Contenido de energía de la grasa}} = \frac{27\,375\ \text{Cal}}{33\,100\ \text{kJ/kg}}\left(\frac{4.1868\ \text{kJ}}{1\ \text{Cal}}\right) = \mathbf{3.46\ kg}$$

(cerca de 7.6 libras) de grasa corporal por año.

RESUMEN

El trabajo es la energía transferida cuando una fuerza actúa sobre un sistema a lo largo de una distancia. La forma más común de trabajo mecánico es el *trabajo de frontera*, que es el trabajo relacionado con la expansión y compresión de sustancias. En un diagrama P-V, el área bajo la curva del proceso representa el trabajo de frontera para un proceso de cuasiequilibrio. Varias formas de trabajo de frontera se expresan como:

1) General $$W_b = \int_1^2 P\,dV$$

2) Proceso isobárico

$$W_b = P_0(V_2 - V_1) \quad (P_1 = P_2 = P_0 = \text{constante})$$

3) Proceso politrópico

$$W_b = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1 - n} \quad (n \neq 1) \quad (PV^n = \text{constante})$$

4) Proceso isotérmico de un gas ideal

$$W_b = P_1V_1 \ln\frac{V_2}{V_1} = mRT_0 \ln\frac{V_2}{V_1} \quad (PV = mRT_0 = \text{constante})$$

La primera ley de la termodinámica es en esencia una expresión del principio de conservación de la energía, llamado también balance de energía. Es posible expresar los balances de energía generales para *cualquier sistema* que experimenta *algún proceso* como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad \text{(kJ)}$$

También se puede expresar en *forma de tasa* como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de las energías interna,}\\ \text{cinética y potencial, etcétera}}} \quad \text{(kW)}$$

Si se toman como cantidades positivas la transferencia de calor *hacia* el sistema y el trabajo realizado *por* el sistema, el balance de energía para un sistema cerrado también se puede expresar como

$$Q - W = \Delta U + \Delta\text{EC} + \Delta\text{EP} \quad \text{(kJ)}$$

donde

$$W = W_{\text{otro}} + W_b$$
$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$
$$\Delta\text{EC} = \tfrac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)$$
$$\Delta\text{EP} = mg(z_2 - z_1)$$

Para un *proceso a presión constante*, $W_b + \Delta U = \Delta H$. Así,

$$Q - W_{\text{otro}} = \Delta H + \Delta\text{EC} + \Delta\text{EP} \quad \text{(kJ)}$$

La cantidad de energía necesaria para elevar en un grado la temperatura de una masa unitaria de una sustancia se llama *calor específico a volumen constante* c_v para un proceso a volumen constante y *calor específico a presión constante* c_p para otro a presión constante. Se define como

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v \qquad \text{y} \qquad c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$$

Para gases ideales u, h, c_v y c_p son funciones sólo de la temperatura. El Δu y Δh de gases ideales se expresa como

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v(T)\,dT \cong c_{v,\text{prom}}(T_2 - T_1)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p(T)\,dT \cong c_{p,\text{prom}}(T_2 - T_1)$$

Para gases ideales, c_v y c_p se relacionan mediante

$$c_p = c_v + R \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

donde R es la constante del gas. La *relación de calores específicos* k se define como

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

Para *sustancias incompresibles* (líquidos y sólidos), ambos calores específicos, a presión y volumen constantes, son idénticos y se denotan mediante c:

$$c_p = c_v = c \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

Las expresiones para Δu y Δh de sustancias incompresibles son

$$\Delta u = \int_1^2 c(T)\,dT \cong c_{\text{prom}}(T_2 - T_1) \qquad (\text{kJ/kg})$$

$$\Delta h = \Delta u + v\Delta P \qquad (\text{kJ/kg})$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.

2. ASHRAE, *Handbook of Refrigeration*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.

PROBLEMAS*

Trabajo de fronteras móviles

4-1C En un diagrama P-v ¿qué representa el área bajo la curva del proceso?

4-2C ¿El trabajo de frontera relacionado con sistemas de volumen constante es siempre cero?

4-3C Un gas ideal que se encuentra en un estado específico se expande hasta un volumen final, primero a presión constante y luego a temperatura constante. ¿Para qué caso el trabajo realizado es mayor?

4-4C Muestre que 1 kPa · m^3 = 1 kJ.

4-5 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.07 m^3 de gas nitrógeno a 130 kPa y 120°C. El nitrógeno se expande ahora politrópicamente hasta un estado de 100 kPa y 100°C. Determine el trabajo de frontera hecho durante este proceso.

4-6 Un dispositivo de cilindro-émbolo que posee un conjunto de topes contiene al inicio 0.3 kg de vapor a 1.0 MPa y 400°C. La ubicación de los topes corresponde a 60 por ciento del volumen inicial. Después se enfría el vapor. Determine el trabajo de compresión si el estado final es *a*) 1.0 MPa y 250°C y *b*) 500 kPa. *c*) Determine también la temperatura en el estado final expuesto en el inciso *b*).

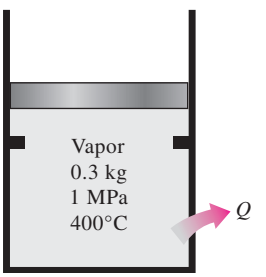


FIGURA P4-6

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan el sistema SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono de CD-EES se resuelven por medio del software EES, mientras que las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES anexo.

4-7 Un dispositivo de cilindro-émbolo al principio contiene 0.07 m^3 de gas nitrógeno a 130 kPa y 120°C. El nitrógeno se expande politrópicamente a una presión de 100 kPa con un exponente politrópico cuyo valor es igual a la relación de calores específicos (llamada *expansión politrópica*). Determine la temperatura final y el trabajo hecho durante este proceso.

4-8 Una masa de 5 kg de vapor de agua saturado a 300 kPa se calienta a presión constante hasta que la temperatura llega a 200°C. Calcule el trabajo que realiza el sistema durante este proceso. *Respuesta:* 165.9 kJ

4-9 Un dispositivo sin fricción que consta de cilindro-émbolo contiene al inicio 200 L de líquido saturado de refrigerante 134a. El émbolo tiene libertad de movimiento y su masa es tal que mantiene la presión de 900 kPa sobre el refrigerante. Después se calienta esta sustancia hasta que su temperatura alcanza 70°C. Calcule el trabajo hecho durante este proceso. *Respuesta:* 5 571 kJ

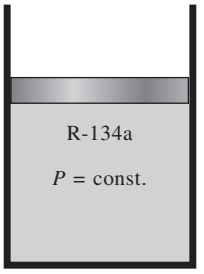


FIGURA P4-9

4-10 Retome el problema 4-9 y con el software EES (u otro) investigue el efecto que la presión tuvo en el trabajo realizado. Suponga que la presión varía de 400 kPa a 1 200 kPa. Grafique el trabajo realizado en función de la presión, analice los resultados y explique por qué la gráfica es no lineal. Además, grafique el proceso descrito en el problema 4-9 en el diagrama *P-v*.

4-11E Un dispositivo sin fricción que consta de cilindro-émbolo contiene 16 lbm de vapor de agua sobrecalentado a 40 psia y 600°F. El vapor se enfría a presión constante hasta que se condensa 70 por ciento como masa. Determine el trabajo hecho durante este proceso.

4-12 Una masa de 2.4 kg de aire a 150 kPa y 12°C está contenida en un dispositivo sin fricción de cilindro-émbolo a prueba de fugas. El aire se comprime hasta una presión final de 600 kPa y durante el proceso se transfiere calor desde el aire de modo que la temperatura interior del cilindro permanece constante. Calcule la entrada de trabajo durante el proceso. *Respuesta:* 272 kJ

4-13 En un proceso isotérmico se comprime lentamente nitrógeno que se halla inicialmente en un estado de 300 K, 150 kPa y 0.2 m^3, hasta una presión final de 800 kPa. Determine el trabajo realizado durante este proceso.

4-14 Un gas se comprime desde un volumen inicial de 0.42 m^3 hasta otro final de 0.12 m^3. Durante el proceso de cuasiequilibrio, la presión cambia con el volumen de acuerdo con la relación $P = aV + b$, donde $a = -1\,200$ kPa/m^3 y $b = 600$ kPa. Calcule el trabajo hecho durante este proceso *a*) graficando el proceso en un diagrama *P-V* y determinando el área bajo la curva del proceso y *b*) efectuando las integraciones necesarias.

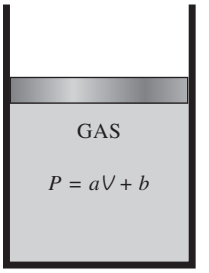


FIGURA P4-14

4-15E Durante un proceso de expansión, la presión de un gas cambia de 15 a 100 psia de acuerdo con la relación $P = aV + b$, donde $a = 5$ psia/pie^3 y b es una constante. Si el volumen inicial del gas es 7 $pies^3$, calcule el trabajo realizado durante el proceso. *Respuesta:* 181 Btu

4-16 Durante algunos procesos reales de expansión y compresión en dispositivos de cilindro-émbolo, se ha observado que los gases satisfacen la relación $PV^n = C$, donde n y C son constantes. Calcule el trabajo hecho cuando un gas se expande de 150 kPa y 0.03 m^3 hasta un volumen final de 0.2 m^3 para el caso de $n = 1.3$.

4-17 Retome el problema 4-16 y con el software EES (u otro) grafique el proceso descrito en el problema en un diagrama *P-V*, e investigue el efecto del exponente politrópico n en el trabajo de frontera. Suponga que el exponente politrópico varía de 1.1 a 1.6. Además, grafique el trabajo de frontera en función del exponente politrópico y analice los resultados.

4-18 Un dispositivo sin fricción de cilindro-émbolo contiene 2 kg de nitrógeno a 100 kPa y 300 K. El nitrógeno se comprime lentamente de acuerdo con la relació $PV^{1.4}$ = constante hasta que se alcanza una temperatura final de 360 K. Calcule la entrada de trabajo durante este proceso. *Respuesta:* 89 kJ

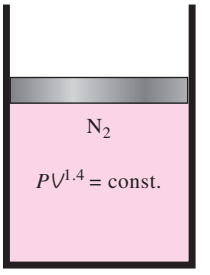


FIGURA P4-18

4-19 La ecuación de estado de un gas ideal se da como $\overline{v}(P + 10/\overline{v}^2) = R_u T$, donde las unidades de $\overline{v}$ y P son m^3/kmol y kPa, respectivamente. Ahora, 0.5 kmol de este gas se expande de 2 a 4 m^3 en un proceso en cuasiequilibrio a una temperatura constante de 300 K. Determine *a*) la unidad de la cantidad 10 en la ecuación y *b*) el trabajo hecho durante este proceso de expansión isotérmica.

4-20 Considere de nuevo el problema 4-19 y use la característica de integración del software EES para calcular el trabajo realizado. Compare su resultado con el obtenido mediante cálculos manuales en el problema 4-19 y grafique el proceso descrito en el problema en un diagrama *P-v*.

4-21 El dióxido de carbono contenido en un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime de 0.3 a 0.1 m^3. Durante el proceso, la presión y el volumen se relacionan mediante $P = aV^{-2}$, donde $a = 8$ kPa · m^6. Calcule el trabajo hecho sobre el dióxido de carbono durante este proceso. *Respuesta:* 53.3 kJ

4-22E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene hidrógeno a 14.7 psia y 15 $pies^3$. En este estado, un resorte lineal ($F \propto x$) con una constante de resorte de 15 000 lbf/pie toca el émbolo pero no ejerce ninguna fuerza sobre él. El área de sección transversal del émbolo es 3 $pies^2$. Se transfiere calor al hidrógeno, lo cual causa que se expanda hasta duplicar su volumen. Determine *a*) la presión final, *b*) el trabajo total que realiza el hidrógeno y *c*) la fracción de este trabajo hecho sobre el resorte. También, muestre el proceso en un diagrama *P-V*.

4-23 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 50 kg de agua a 250 kPa y 25°C. El área de sección transversal del émbolo es 0.1 m^2. Se transfiere calor al agua, lo cual causa que una parte se evapore y expanda; cuando el volumen llega a 0.2 m^3, el émbolo alcanza un resorte lineal cuya constante de resorte es 100 kN/m. Se transfiere más calor al agua hasta que el émbolo sube 20 cm más. Determine *a*) la presión final y la temperatura y *b*) el trabajo realizado durante este proceso. Asimismo, muestre el proceso en un diagrama *P-V*. *Respuestas: a*) 450 kPa, 147.9°C, *b*) 44.5 kJ

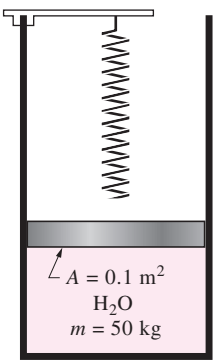


FIGURA P4-23

4-24 Retome nuevamente el problema 4-23 y por medio del software EES investigue el efecto de la constante de resorte sobre la presión final en el cilindro y el trabajo de frontera realizado. Suponga que la constante de resorte varía de 50 kN/m a 500 kN/m. Trace la presión final y el trabajo de frontera en función de la constante de resorte y analice los resultados.

4-25 Determine el trabajo de frontera que realiza un gas durante un proceso de expansión si los valores de presión y volumen en varios estados se mide como 300 kPa, 1 L; 290 kPa, 1.1 L; 270 kPa, 1.2 L; 250 kPa, 1.4 L; 220 kPa, 1.7 L, y 200 kPa, 2 L.

4-26 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene al inicio 0.25 kg de gas nitrógeno a 130 kPa y 120°C. El nitrógeno se expande isotérmicamente hasta una presión de 100 kPa. Determine el trabajo de frontera hecho durante este proceso. *Respuesta:* 7.65 kJ

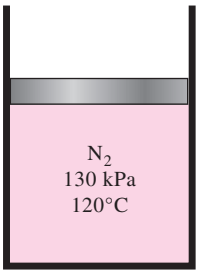


FIGURA P4-26

4-27 Inicialmente, un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.15 kg de aire a 2 MPa y 350°C. El aire se expande primero isotérmicamente hasta 500 kPa, luego se comprime politrópicamente con un exponente politrópico de 1.2 hasta la presión inicial y, por último, se comprime a presión constante hasta el estado inicial. Determine el trabajo de frontera para cada proceso y el trabajo neto del ciclo.

Análisis de energía de sistemas cerrados

4-28 Un recipiente rígido de 0.5 m^3 contiene refrigerante 134a inicialmente a 160 kPa y calidad de 40 por ciento. Se transfiere calor a esta sustancia hasta que la presión alcanza 700 kPa. Determine *a*) la masa del refrigerante en el recipiente y *b*) la cantidad de calor transferido. También, muestre el proceso en un diagrama *P-v* con respecto a las líneas de saturación.

4-29E Un recipiente rígido de 20 $pies^3$ contiene inicialmente vapor saturado de refrigerante 134a a 160 psia. Como resultado de la transferencia de calor desde el refrigerante, la presión disminuye a 50 psia. Muestre el proceso en un diagrama *P-v* con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la temperatura final, *b*) la cantidad de refrigerante que se ha condensado y *c*) la transferencia de calor.

4-30 Un recipiente rígido bien aislado contiene 5 kg de una mezcla de agua saturada de líquido y vapor a 100 kPa. Al inicio, tres cuartos de la masa están en la fase líquida. Una resistencia eléctrica colocada en el recipiente se conecta a una fuente de 110 V; una corriente de 8 A fluye por la resistencia una vez que se enciende el interruptor. Determine cuánto tarda en evaporarse todo el líquido en el recipiente y muestre el proceso en un diagrama T-v con respecto a las líneas de saturación.

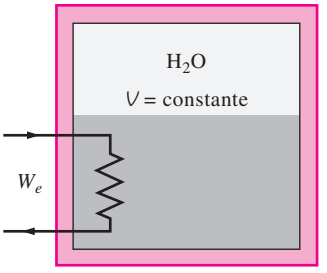


FIGURA P4-30

4-31 Considere de nuevo el problema 4-30 y mediante el software EES (u otro) investigue el efecto de la masa inicial de agua en el tiempo requerido para completar la evaporación del líquido. Suponga que la masa inicial varía de 1 a 10 kg y trace el tiempo de evaporación en función de la masa inicial. Analice los resultados.

4-32 Un recipiente aislado está dividido en dos partes por una separación. Una parte del recipiente contiene 2.5 kg de agua líquida comprimida a 60°C y 600 kPa mientras que la otra se encuentra al vacío. Se quita la separación y el agua se expande para llenar todo el recipiente. Determine la temperatura final del agua y el volumen del recipiente para una presión final de 10 kPa.

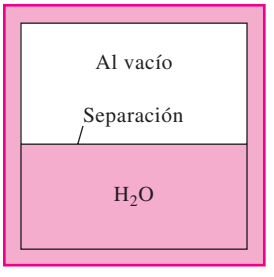


FIGURA P4-32

4-33 Retome el problema 4-32 y con el software EES (u otro) investigue el efecto de la presión inicial del agua sobre la temperatura final en el recipiente. Suponga que la presión inicial varía de 100 a 600 kPa y grafique la temperatura final en función de la presión inicial. Analice los resultados.

4-34 Un dispositivo que consta de cilindro-émbolo contiene 5 kg de refrigerante 134a a 800 kPa y 70°C. La sustancia se enfría a presión constante hasta que pasa a ser un líquido a 15°C. Determine la cantidad de calor perdido y muestre el proceso en un diagrama T-v con respecto a las líneas de saturación. *Respuesta:* 1 173 kJ

4-35E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene al principio 0.5 lbm de agua a 120 psia y 2 pies^3. Se transfieren 200 Btu al agua mientras que se mantiene constante la presión. Determine la temperatura final del agua y muestre el proceso en un diagrama T-v con respecto a las líneas de saturación.

4-36 Un dispositivo aislado compuesto de cilindro-émbolo contiene 5 L de agua líquida saturada a una presión constante de 175 kPa. El agua es agitada con una rueda de paletas mientras fluye una corriente de 8 A durante 45 minutos por una resistencia colocada en el agua. Si la mitad del líquido se evapora durante este proceso a presión constante y el trabajo de la rueda de paletas equivale a 400 kJ, determine el voltaje de la fuente. También, muestre el proceso en un diagrama P-v con respecto a las líneas de saturación. *Respuesta:* 224 V

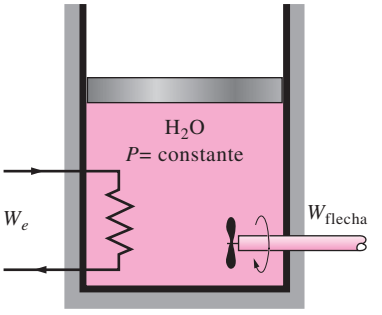


FIGURA P4-36

4-37 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente vapor a 1 MPa, 450°C y 2.5 m^3. Se deja enfriar el vapor a presión constante hasta que empieza a condensarse. Muestre el proceso en un diagrama T-v con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la masa del vapor, *b*) la temperatura final y *c*) la cantidad de calor transferido.

4-38 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene al inicio vapor a 200 kPa, 200°C y 0.5 m^3. En este estado, un resorte lineal ($F \propto x$) toca al émbolo pero no ejerce fuerza sobre él. Se transfiere calor lentamente al vapor, lo cual provoca que la presión y el volumen aumenten a 500 kPa y 0.6 m^3, respectivamente. Muestre el proceso en un diagrama P-v con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la temperatura final, *b*) el trabajo realizado por el vapor y *c*) el calor total transferido.

Respuestas: a) 1 132°C, *b)* 35 kJ, *c)* 808 kJ

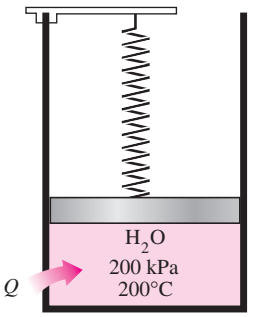


FIGURA P4-38

4-39 Considere de nuevo el problema 4-38 y use el software EES (u otro) para investigar el efecto de la temperatura inicial del vapor sobre la temperatura final, el trabajo realizado y la transferencia total de calor. Suponga que la temperatura inicial varía de 150 a 250°C y trace los resultados finales en función de la temperatura. Analice los resultados.

4-40 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.8 m^3 de vapor de agua saturado a 250 kPa. En este estado, el émbolo descansa sobre un conjunto de topes y la masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 300 kPa para moverlo. Se transfiere calor lentamente hacia el vapor hasta que se duplica su volumen. Muestre el proceso en un diagrama *P*-*v* con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la temperatura final, *b*) el trabajo hecho durante el proceso y *c*) la transferencia total de calor.

Respuestas: a) 662°C, *b*) 240 kJ, *c*) 1 213 kJ

4-41 Dos recipientes (A y B) están separados mediante una división. Al inicio el recipiente A contiene 2 kg de vapor a 1 MPa y 300°C mientras que el recipiente B contiene 3 kg de mezcla saturada líquido-vapor con una fracción masa del vapor de 50 por ciento. Se retira la división y se permite que los dos lados se mezclen hasta que se establece el equilibrio mecánico y térmico. Si la presión en el estado final es 300 kPa, determine *a*) la temperatura y la calidad del vapor (si hay mezcla) en el estado final y *b*) la cantidad de calor perdido desde los recipientes.

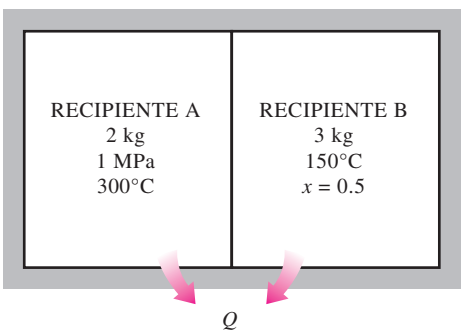


FIGURA P4-41

4-42 Un radiador eléctrico de 30 L que contiene aceite de calefacción se coloca en una habitación de 50 m^3. Tanto la habitación como el aceite en el radiador están inicialmente a 10°C. Después se enciende el radiador con una capacidad nominal de 1.8 kW y al mismo tiempo se pierde calor desde la habitación a una tasa promedio de 0.35 kJ/s. Después de cierto tiempo, la temperatura promedio se mide en 20°C para el aire de la habitación y en 50°C para el aceite en el radiador. Si se toma la densidad y el calor específico del aceite como 950 kg/m^3 y 2.2 kJ/kg · °C, respectivamente, determine cuánto tiempo se ha mantenido encendido el calentador. Suponga que la habitación está bien sellada y no tiene fugas.

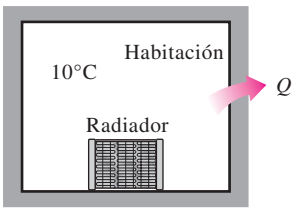


FIGURA P4-42

Calores específicos, Δu y Δh de gases ideales

4-43C ¿La relación $\Delta u = mc_{v,\text{prom}}\Delta T$ está restringida sólo a procesos de volumen constante o es posible usarla para cualquier clase de procesos de un gas ideal?

4-44C ¿La relación $\Delta h = mc_{p,\text{prom}}\Delta T$ está restringida sólo a procesos de presión constante o se puede usar para cualquier clase de procesos de un gas ideal?

4-45C Demuestre que para un gas ideal $\bar{c}_p = \bar{c}_v + R_u$.

4-46C ¿La energía requerida para calentar aire de 295 a 305 K es la misma que la necesaria para calentarlo de 345 a 355 K? Suponga que la presión permanece constante en ambos casos.

4-47C En la relación $\Delta u = mc_v\,\Delta T$, ¿cuál es la unidad correcta de c_v, kJ/kg · °C o kJ/kg · K?

4-48C Una masa fija de un gas ideal se calienta de 50 a 80°C a una presión constante de *a*) 1 atm y *b*) 3 atm. ¿Para qué caso considera que la energía requerida será mayor? ¿Por qué?

4-49C Una masa fija de gas ideal se calienta de 50 a 80°C a un volumen constante de *a*) 1 m^3 y *b*) 3 m^3. ¿Para qué caso considera que la energía requerida será mayor? ¿Por qué?

4-50C Una masa fija de un gas ideal se calienta de 50 a 80°C *a*) a volumen constante y *b*) a presión constante. ¿Para qué caso considera que la energía requerida será mayor? ¿Por qué?

4-51 Determine el cambio de entalpía Δh del nitrógeno, en kJ/kg, cuando se calienta de 600 a 1 000 K por medio de *a*) la ecuación empírica de calor específico como una función de la temperatura (Tabla A-2*c*), *b*) el valor de c_p a la temperatura

promedio (Tabla A-2*b*) y *c*) el valor de c_p a temperatura ambiente (Tabla A-2*a*).
Respuestas: b) 447.8 kJ/kg, *b*) 448.4 kJ/kg, *c*) 415.6 kJ/kg

4-52E Determine el cambio de entalpía Δh del oxígeno, en Btu/lbm, cuando se calienta de 800 a 1 500 R, con *a*) la ecuación empírica de calor específico como una función de la temperatura (Tabla A-2E*c*), *b*) el valor de c_p a la temperatura promedio (Tabla A-2E*b*) y *c*) el valor de c_p a la temperatura ambiente (Tabla A-2E*a*). *Respuestas: a*) 170.1 Btu/lbm, *b*) 178.5 Btu/lbm, *c*) 153.3 Btu/lbm

4-53 Determine el cambio de energía interna Δu del hidrógeno, en kJ/kg, cuando se calienta de 200 a 800 K, con *a*) la ecuación empírica del calor específico como una función de la temperatura (Tabla A-2*c*), *b*) el valor de c_v a la temperatura promedio (Tabla A-2*b*) y *c*) el valor de c_v a temperatura ambiente (Tabla A-2*a*).

Análisis de energía de sistemas cerrados: gases ideales

4-54C ¿Es posible comprimir un gas ideal isotérmicamente en un dispositivo adiabático compuesto por cilindro-émbolo? Explique.

4-55E Un recipiente rígido contiene 20 lbm de aire a 50 psia y 80°F. El aire se calienta hasta duplicar su presión. Determine *a*) el volumen del recipiente y *b*) la cantidad de transferencia de calor. *Respuestas: a*) 80 pies^3, *b*) 1 898 Btu

4-56 Un recipiente rígido de 3 m^3 contiene hidrógeno a 250 kPa y 550 K. El gas se enfría hasta que su temperatura desciende a 350 K. Determine *a*) la presión final en el recipiente y *b*) la cantidad de transferencia de calor.

4-57 Una habitación de 4 × 5 × 6 m se calentará mediante un elemento de resistencia colocado en la base de una pared interior. Se desea que el calor de la resistencia eleve la temperatura del aire en la habitación de 7 a 23°C en 15 min. Si se supone que no hay pérdidas de calor desde la habitación y que la presión atmosférica es de 100 kPa, determine la potencia requerida del calentador de resistencia. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuesta:* 1.91 kW

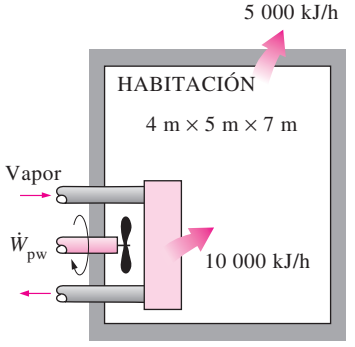


FIGURA P4-58

4-58 Una habitación de 4 × 5 × 7 m se calienta mediante el radiador de un sistema de calefacción que funciona con vapor. Éste transfiere calor a una tasa de 10 000 kJ/h y se usa un ventilador de 100 W para distribuir el aire caliente en la habitación. La tasa de pérdida de calor desde la habitación se estima en 5 000 kJ/h. Si la temperatura inicial del aire ambiente es de 10°C, determine cuánto tiempo toma subir a 20°C la temperatura del aire. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

4-59 Un estudiante que vive en un dormitorio de 4 × 6 × 6 m enciende su ventilador de 150 W antes de salir de la habitación en un día de verano, con la esperanza de encontrarla más fría cuando regrese en la tarde. Si se supone que puertas y ventanas están cerradas herméticamente y sin considerar cualquier pérdida de calor a través de las paredes y ventanas, determine la temperatura en el cuarto cuando el estudiante regresa 10 horas después. Use valores de calor específico a temperatura ambiente y suponga que en la mañana, cuando sale, la habitación está a 100 kPa y 15°C. *Respuesta:* 58.2°C

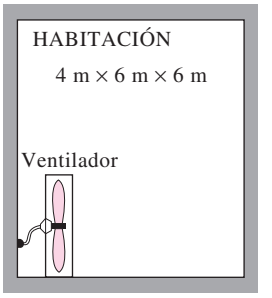


FIGURA P4-59

4-60E Un recipiente de 10 pies^3 contiene oxígeno inicialmente a 14.7 psia y 80°F. Una rueda de paletas dentro del recipiente gira hasta que la presión interna sube a 20 psia. Durante el proceso se pierden 20 Btu de calor hacia los alrededores. Determine el trabajo que realiza la rueda de paletas e ignore la energía almacenada en la rueda.

4-61 Un recipiente rígido aislado está dividido en dos partes iguales mediante una separación. Al inicio, una parte contiene 4 kg de un gas ideal a 800 kPa y 50°C, y la otra está al vacío. Se quita la separación y el gas se expande en todo el recipiente. Determine la temperatura y presión finales en éste.

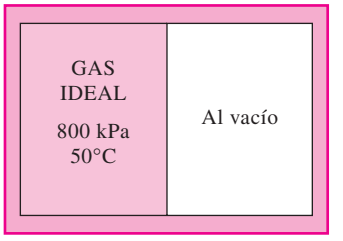


FIGURA P4-61

4-62 Un dispositivo de cilindro-émbolo cuyo émbolo descansa en la parte superior de un conjunto de topes contiene al principio 0.5 kg de gas helio a 100 kPa y 25°C. La masa del émbolo es tal que se requieren 500 kPa de presión para elevarlo. ¿Cuánto calor se debe transferir al helio antes que el émbolo comience a subir? *Respuesta:* 1 857 kJ

4-63 Un dispositivo aislado que consta de cilindro-émbolo contiene 100 L de aire a 400 kPa y 25°C. Dentro del cilindro se hace girar una rueda de paletas hasta que se realiza sobre el aire 15 kJ de trabajo mientras se mantiene constante la presión. Determine la temperatura final del aire. Ignore la energía almacenada en la rueda de paletas.

4-64E Un dispositivo constituido por un émbolo y un cilindro contiene 25 pies^3 de nitrógeno a 40 psia y 700°F. Se deja enfriar el nitrógeno a presión constante hasta que su temperatura disminuye a 200°F. Por medio de los calores específicos a la temperatura promedio, determine la cantidad de pérdida de calor.

4-65 En un dispositivo de cilindro-émbolo se calienta una masa de 15 kg de aire desde 25 hasta 77°C mediante el paso de electricidad por un calentador de resistencia que se halla dentro del cilindro. La presión en el cilindro se mantiene constante en 300 kPa durante el proceso y ocurre una pérdida de calor de 60 kJ. Determine la energía eléctrica suministrada, en kWh. *Respuesta:* 0.235 kWh

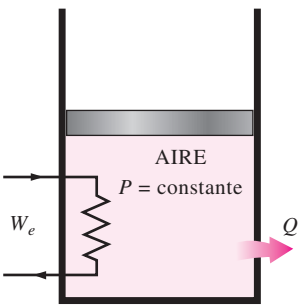


FIGURA P4-65

4-66 Un dispositivo aislado conformado por un cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.3 m^3 de dióxido de carbono a 200 kPa y 27°C. Se enciende un interruptor eléctrico y una fuente de 110 V suministra durante 10 minutos electricidad a un calentador de resistencia ubicado dentro del cilindro. La presión se mantiene constante durante el proceso mientras se duplica el volumen. Determine la electricidad que pasa por el calentador de resistencia.

4-67 Un dispositivo que consta de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.8 kg de nitrógeno a 100 kPa y 27°C. El nitrógeno se comprime de manera lenta en un proceso politrópico durante el cual $PV^{1.3}$ = constante, hasta que el volumen se reduce a la mitad. Determine para este proceso el trabajo realizado y la transferencia de calor.

4-68 Retome el problema 4-67 y emplee el software EES (u otro) para graficar sobre un diagrama *P-V* el proceso descrito en el problema, e investigue el efecto del exponente politrópico *n* sobre el trabajo de frontera y la transferencia de calor. Suponga que el exponente politrópico varía de 1.1 a 1.6 y trace el trabajo de frontera y la transferencia de calor en función del exponente politrópico. Analice los resultados.

4-69 Una habitación se calienta mediante un calentador de resistencia colocado en la base de una pared. Cuando las pérdidas de calor de la habitación en un día de invierno equivalen a 6 500 kJ/h, la temperatura del aire en la habitación permanece constante aun cuando el calentador opera en forma continua. Determine la capacidad nominal del calentador, en kW.

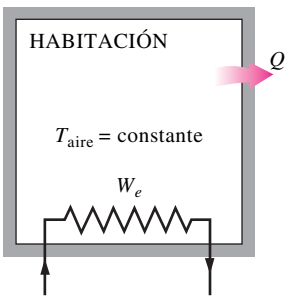


FIGURA P4-69

4-70E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 3 pies^3 de aire a 60 psia y 150°F. El calor se transfiere al aire en la cantidad de 40 Btu cuando éste se expande isotérmicamente. Determine la cantidad de trabajo de frontera hecho durante este proceso.

4-71 Un mecanismo que consta de cilindro-émbolo contiene 4 kg de argón a 250 kPa y 35°C. Durante un proceso de expansión isotérmico en cuasiequilibrio, el sistema realiza 15 kJ de trabajo de frontera y una rueda de paletas lleva a cabo 3 kJ de trabajo sobre el sistema. Determine la transferencia de calor para este proceso.

4-72 Un dispositivo de cilindro-émbolo, cuyo émbolo descansa sobre un conjunto de topes, contiene al inicio 3 kg de aire a 200 kPa y 27°C. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 400 kPa para moverlo. Entonces, se transfiere calor al aire hasta que se duplica su volumen. Determine el trabajo que lleva a cabo el aire y el calor total transferido al aire durante este proceso. También muestre el proceso en un diagrama *P-v*. *Respuestas:* 516 kJ, 2 674 kJ

4-73 Un dispositivo de cilindro-émbolo, con un conjunto de topes en la parte superior, contiene inicialmente 3 kg de aire a 200 kPa y 27°C. Se transfiere calor al aire y el émbolo se mueve hasta chocar con los topes, punto en que el volumen es el doble del volumen inicial. Se transfiere más calor hasta que la presión dentro del cilindro se duplica también. Determine el trabajo realizado y la cantidad de transferencia de calor para este proceso. También, muestre el proceso en un diagrama *P-v*.

Análisis de energía de sistemas cerrados: sólidos y líquidos

4-74 En una instalación de manufactura, bolas de bronce de 5 cm de diámetro (ρ = 8 522 kg/m^3 y c_p = 0.385 kJ/kg · °C),

que inicialmente están a 120°C, se enfrían en un baño de agua a 50°C durante 2 minutos a una tasa de 100 bolas por minuto. Si la temperatura de las bolas después del baño es de 74°C, determine la tasa a la cual se debe eliminar calor del agua para mantener su temperatura constante en 50°C.

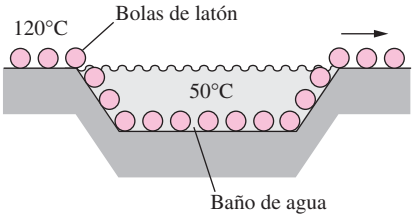


FIGURA P4-74

4-75 Repita el problema 4-74 para bolas de aluminio.

4-76E Durante un picnic en un caluroso día de verano todas las bebidas frías se acabaron rápidamente y las únicas disponibles fueron las que estaban a la temperatura ambiente de 75°F. En un esfuerzo por enfriar una bebida de lata de 12 onzas, una persona la toma y comienza a agitarla en el agua helada que se halla a 32°F dentro de la hielera. Usando las propiedades del agua para la bebida, determine la masa de hielo que se fundirá en el momento que la bebida enlatada se enfría hasta 45°F.

4-77 Considere una plancha de 1 000 W cuya placa base está hecha de aleación de aluminio 2024-T6 de 0.5 cm de espesor (ρ = 2 770 kg/m^3 y c_p = 875 J/kg · °C). La placa base tiene un área superficial de 0.03 m^2. Al inicio, la placa está en equilibrio térmico con el aire del ambiente a 22°C. Si se supone que 85 por ciento del calor generado en la resistencia se transfiere a la placa, determine el tiempo mínimo requerido para que la temperatura de la plancha alcance 140°C.

FIGURA P4-77

© Vol. 58/PhotoDisc

4-78 Bolas de acero inoxidable (ρ = 8 085 kg/m^3 y c_p = 0.480 kJ/kg · °C) que tienen un diámetro de 1.2 cm se bañarán en agua a una tasa de 800 bolas por minuto. Éstas salen del horno a una temperatura uniforme de 900°C y se exponen al aire a 25°C durante un tiempo antes de dejarlas caer en el agua. Si la temperatura de las bolas desciende a 850°C antes del baño, determine la tasa de transferencia de calor de las bolas hacia el aire.

4-79 Bolas de acero al carbono (ρ = 7 833 kg/m^3 y c_p = 0.465 kJ/kg · °C) de 8 mm de diámetro se atemperan calentándolas primero hasta 900°C en un horno y permitiendo después que se enfríen de manera lenta hasta 100°C en aire ambiente a 35°C. Si se atemperarán 2 500 bolas por hora, determine la tasa total de transferencia de calor de las bolas hacia el aire del ambiente. *Respuesta:* 542 W

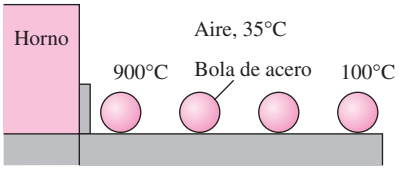


FIGURA P4-79

4-80 Un dispositivo electrónico que disipa 30 W tiene una masa de 20 gramos y un calor específico de 850 J/kg · °C. El uso del dispositivo es moderado: permanece encendido durante 5 min y luego se apaga por varias horas, tiempo durante el cual se enfría a la temperatura ambiente de 25°C. Determine la temperatura más alta posible del dispositivo al final de un periodo de operación de 5 min. ¿Cuál sería su respuesta si el dispositivo estuviera unido a un sumidero de calor de 0.2 kg de aluminio? Suponga que el dispositivo y el sumidero de calor son aproximadamente isotérmicos.

4-81 Retome el problema 4-80 y mediante el software EES (u otro) investigue el efecto de la masa del sumidero de calor sobre la temperatura máxima del dispositivo. Suponga que la masa del sumidero varía de 0 a 1 kg y grafique la temperatura máxima en función de la masa del sumidero. Analice los resultados.

4-82 Un huevo ordinario se puede considerar una esfera de 5.5 cm de diámetro. El huevo está inicialmente a una temperatura uniforme de 8°C y se sumerge en agua que hierve a 97°C. Si se asume que las propiedades del huevo son ρ = 1 020 kg/m^3 y c_p = 3.32 kJ/kg · °C, determine cuánto calor se transfiere al huevo por el tiempo en que la temperatura promedio de éste se eleva a 80°C.

4-83E En una instalación productiva, placas cuadradas de latón de 2 × 2 pies y 1.2 pulgadas de espesor (ρ = 532.5 lbm/pies^3 y c_p = 0.091 Btu/lbm · °F), las cuales están inicialmente a una temperatura uniforme de 75°F, se calientan pasándolas por un horno a 1 300°F a una tasa de 300 por minuto. Si las placas permanecen en el horno hasta que su temperatura promedio se eleva a 1 000°F, determine la tasa de transferencia de calor hacia las placas.

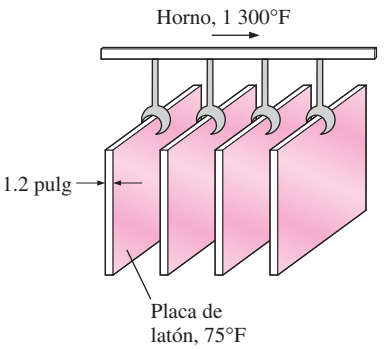


FIGURA P4-83E

4-84 Largas varillas de acero cilíndricas (ρ = 7 833 kg/m^3 y c_p = 0.465 kJ/kg · °C) de 10 cm de diámetro reciben tratamiento térmico jalándolas a una velocidad de 3 m/min a través de un horno que se mantiene a 900°C. Si las varillas entran a 30°C y salen a una temperatura promedio de 700°C, determine la tasa de transferencia de calor hacia las varillas en el horno.

Tema especial: sistemas biológicos

4-85C ¿Qué es el metabolismo? ¿Qué es la tasa metabólica basal? ¿Cuál es el valor de la tasa metabólica basal para un hombre promedio?

4-86C ¿Para qué se emplea la energía liberada durante el metabolismo en los humanos?

4-87C ¿El contenido de energía metabolizable de un alimento es igual a la energía liberada cuando ésta se quema en un calorímetro de bomba? Si no lo es, ¿cómo difiere?

4-88C ¿En el diseño de los sistemas de calefacción y enfriamiento de aulas, el número de posibles ocupantes es una consideración importante? Explique.

4-89C ¿Qué piensa de un programa de dieta que permite generosas porciones de pan y arroz siempre y cuando no se añada mantequilla o margarina?

4-90 Considere dos habitaciones idénticas, una con un calentador de resistencia eléctrica de 2 W y la otra con tres parejas que bailan con mucho entusiasmo. ¿En qué habitación la temperatura del aire subirá más rápido?

4-91 Considere dos hombres idénticos de 80 kg que ingieren comidas idénticas y hacen cosas idénticas excepto que uno de ellos trota por 30 minutos cada día mientras el otro ve la televisión. Determine la diferencia de peso entre los dos en un mes. *Respuesta:* 1.045 kg

4-92 Considere un aula que pierde calor hacia el exterior a una tasa de 20 000 kJ/h. Si hay 30 estudiantes en clase, cada uno de ellos disipando calor sensible a una tasa de 100 W, determine si es necesario encender el calentador para evitar que baje la temperatura en el salón.

4-93 Una mujer de 68 kg planea montar en bicicleta durante una hora. Si debe satisfacer todas sus necesidades de energía mientras pasea comiendo barras de chocolate de 30 gramos, determine cuántas barras debe llevar consigo.

4-94 Un hombre de 55 kg cede a la tentación y se come 1 L de helado. ¿Cuánto debe trotar para quemar las calorías que consumió con el helado? *Respuesta:* 2.52 h

4-95 Un hombre tiene 20 kg de grasa corporal cuando inicia una huelga de hambre. Determine cuánto tiempo sobrevive gracias únicamente a su grasa corporal.

4-96 Considere dos mujeres idénticas de 50 kg, Candy y Wendy, quienes hacen cosas idénticas y comen alimentos idénticos, excepto que todas las noches Candy come una papa al horno con cuatro cucharaditas de mantequilla mientras que Wendy come su papa sin nada. Determine la diferencia en los pesos de Candy y de Wendy después de 1 año.
Respuesta: 6.5 kg

4-97 Una mujer que todos los días solía beber alrededor de 1 litro de refresco común de cola cambia a otro dietético (cero calorías) y empieza a comer dos rebanadas de pay de manzana cada día. ¿Consume menos o más calorías ahora?

4-98 Un hombre de 60 kg solía comer una manzana diaria después de la cena sin perder ni ganar peso. Ahora consume una porción de 200 ml de helado en lugar de la manzana y camina 20 minutos cada día. Con esta nueva dieta, ¿cuánto peso perderá o ganará por mes? *Respuesta:* gana 0.087 kg

4-99 El calor específico promedio del cuerpo humano es de 3.6 kJ/kg · °C. Si la temperatura corporal de un hombre de 80 kg sube de 37°C a 39°C durante el ejercicio extenuante, determine el incremento de la energía térmica del cuerpo como resultado de esta elevación de la temperatura corporal.

4-100E El alcohol proporciona 7 calorías por gramo pero no provee ningún nutriente esencial. Una porción de 1.5 onzas de un licor con 80° de alcohol contiene 100 calorías. Los vinos dulces y la cerveza proporcionan más calorías ya que también contienen carbohidratos. Cerca de 75 por ciento de los adultos estadounidenses consumen algún tipo de bebida alcohólica, que les aporta en promedio 210 calorías diarias a su dieta. Determine cuántas libras menos en promedio pesará un estadounidense adulto por año si deja de consumir bebidas alcohólicas y comienza a tomar bebidas de dieta.

4-101 Una porción de 12 onzas de una cerveza regular contiene 13 gramos de alcohol, 13 gramos de carbohidratos y 150 calorías. Una porción de 12 onzas de una cerveza ligera contiene 11 gramos de alcohol, 5 gramos de carbohidratos y 100

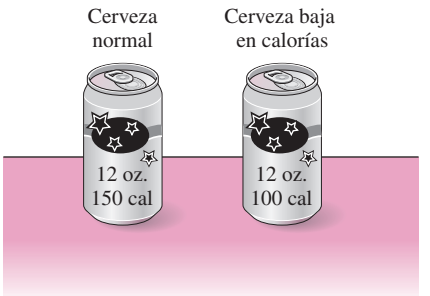


FIGURA P4-101

calorías. En promedio, una persona quema 700 calorías por hora mientras se ejercita en una caminadora. Determine en cuánto tiempo quema las calorías de una lata de 12 onzas de *a*) una cerveza común y *b*) una cerveza ligera si utiliza la caminadora.

4-102 Una porción de 5 onzas de *bloody mary* contiene 14 gramos de alcohol y 5 gramos de carbohidratos, por lo tanto, 116 calorías. Una porción de 2.5 onzas de un martini contiene 22 gramos de alcohol y una cantidad insignificante de carbohidratos, por consiguiente, 156 calorías. En promedio una persona quema 600 calorías por hora mientras hace ejercicio en una máquina de esquiar. Determine cuánto tiempo tarda en quemar en una máquina de esquiar las calorías de una porción de *a*) *bloody mary* y *b*) de un martini.

4-103E Un hombre de 176 libras y una mujer de 132 libras fueron al Burger King a la hora del almuerzo. El hombre pidió un emparedado BK Big Fish (720 Cal), papas fritas medianas (400 Cal) y un refresco grande de cola (225 Cal). La mujer pidió una hamburguesa básica (330 Cal), papas fritas medianas (400 Cal) y un refresco dietético (0 Cal). Después del almuerzo comenzaron a quitar la nieve con una pala y quemaron calorías a una tasa de 360 Cal/h para la mujer y 480 Cal/h para el hombre. Determine cuánto tiempo deben seguir con la actividad de paleo para quemar las calorías del almuerzo.

4-104 Considere a dos amigos que van todos los días a comer al Burger King. Uno ordena una hamburguesa Whopper doble, papas fritas grandes y un refresco grande de cola (total de calorías = 1 600). El otro ordenó una Whopper Junior, papas fritas chicas y refresco chico (total de calorías = 800). Si estos dos amigos se parecen mucho y tienen la misma tasa metabólica, determine la diferencia en peso después de un año.

4-105E Una persona de 150 libras va al Hardee's a cenar y ordena un emparedado regular *roast beef* (270 Cal) y uno grande (410 Cal) junto con una lata de Pepsi de 12 onzas (150 Cal). Una persona de 150 lb quema 400 calorías por hora al subir las escaleras. Determine cuánto tiempo necesita subir escaleras para quemar las calorías de la cena.

4-106 A la hora de la comida una persona come una hamburguesa Big Mac de McDonald's (530 Cal), otra persona come una Burger King Whopper (640 Cal) y una tercera consume 50 aceitunas con papas fritas regulares (350 Cal). Determine quién consume la mayor cantidad de calorías. Una aceituna contiene cerca de 5 calorías.

4-107 Un hombre que pesa 100 kg decide perder 5 kg sin reducir su ingesta diaria de 3 000 Calorías. Empieza a practicar natación rápida, baile rápido, trote y ciclismo una hora diaria para cada deporte, mientras el resto del día duerme o se relaja. Determine cuánto tiempo le llevará perder 5 kg.

4-108E El intervalo de peso saludable para adultos se expresa normalmente en términos del *índice de masa corporal* (IMC), definido en unidades SI como

$$\text{IMC} = \frac{W(\text{kg})}{H^2(\text{m}^2)}$$

donde W es el peso (en realidad, la masa) de la persona en kg y H es su altura en metros. El intervalo de peso saludable es de $19 \leq \text{IMC} \geq 25$. Convierta la fórmula anterior a unidades inglesas de modo que el peso esté en libras y la altura en pulgadas. También calcule su propio IMC y vea si no está dentro del intervalo saludable; determine cuántas libras (o kg) necesita ganar o perder para estar en forma.

4-109 El índice de masa corporal (IMC) de una mujer de 1.70 m de estatura que por lo regular come 3 rebanadas grandes de pizza y una Coca de 400 ml, es 30. Ahora decide cambiar su comida a 2 rebanadas de pizza y un refresco de 200 ml. Si se supone que el déficit en la ingestión de calorías se complementa quemando grasa corporal, determine cuánto tiempo le toma a esta persona bajar su IMC a 25. Use los datos del texto para las calorías y tome el contenido de energía metabolizable de 1 kg de grasa corporal como 33 100 kJ.
Respuesta: 262 días

Problemas de repaso

4-110 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.5 kg de aire y se transfiere calor a éste a presión constante, por lo que su temperatura se incrementa en 5°C. Determine el trabajo de expansión realizado durante este proceso.

4-111 En los edificios calentados con energía solar, regularmente la energía se almacena durante el día como calor sensible en rocas, concreto o agua para ser usado en la noche. Para minimizar el espacio de almacenamiento, es deseable usar un material que pueda almacenar una gran cantidad de calor aun cuando se experimente un pequeño cambio de temperatura. Una gran cantidad de calor se puede almacenar esencialmente a temperatura constante durante un proceso de cambio de fase y, por lo tanto, materiales que cambian de fase aproximadamente a la temperatura ambiente, como la sal de Glauber (sulfato de sodio decahidratado) que tiene un punto de fusión de 32°C y un calor de fusión de 329 kJ/L, son muy adecuados para este fin. Determine cuánto calor se puede almacenar en un espacio de almacenaje de 5 m^3 con *a*) sal de Glauber que experimenta un cambio de fase, *b*) rocas de granito con una capacidad calorífica de 2.32 kJ/kg · °C y un cambio de temperatura de 20°C y *c*) agua con una capacidad calorífica de 4.00 kJ/kg · °C y un cambio de temperatura de 20°C.

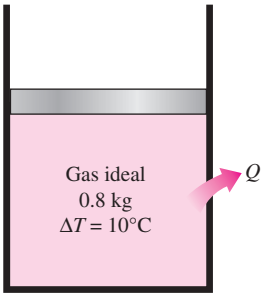


FIGURA P4-112

4-112 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.8 kg de un gas ideal. Éste se enfría a presión constante hasta que su temperatura disminuye en 10°C. Si durante este proceso se realizan 16.6 kJ de trabajo de compresión, determine la constante del gas y su masa molar. Asimismo, determine los calores específicos a presión y volumen constantes del gas si su relación de calores específicos es 1.667.

4-113 La temperatura del aire cambia de 0 a 10°C mientras que su velocidad y elevación lo hacen de cero a otras finales. ¿En qué valores de velocidad final del aire y elevación final los cambios de energía interna, cinética y potencial son iguales? *Respuestas:* 119.8 m/s, 731.9 m

4-114 Un dispositivo sin fricción que consta de cilindro-émbolo contiene inicialmente aire a 200 kPa y 0.2 m^3. En este estado, un resorte lineal ($F \propto x$) toca al émbolo pero no ejerce fuerza sobre él. El aire se calienta hasta un estado final de 0.5 m^3 y 800 kPa. Determine *a*) el trabajo total que realiza el aire y *b*) el trabajo hecho sobre el resorte. También, muestre el proceso en un diagrama *P*-*v*. *Respuestas: a*) 150 kJ, *b*) 90 kJ

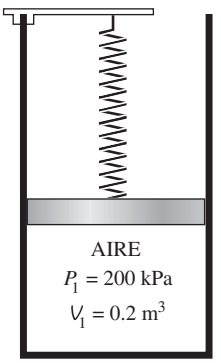


FIGURA P4-114

4-115 Una masa de 5 kg de una mezcla saturada de líquido y vapor de agua está contenida en un dispositivo de cilindro-émbolo a 125 kPa. Al inicio, 2 kg de agua están en la fase líquida y el resto en la de vapor. Se transfiere calor al agua, y el émbolo, que descansa sobre un conjunto de topes, comienza a moverse cuando la presión interna alcanza 300 kPa. La transferencia de calor continúa hasta que el volumen total se incrementa en 20 por ciento. Determine *a*) las temperaturas inicial y final, *b*) la masa de agua líquida cuando el émbolo se empieza a mover y *c*) el trabajo realizado durante este proceso. También, muestre el proceso en un diagrama *P*-*v*.

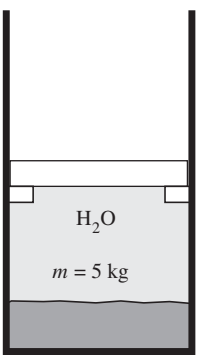


FIGURA P4-115

4-116E Un globo esférico contiene 10 lbm de aire a 30 psia y 800 R. El material del globo es tal que la presión interna es siempre proporcional al cuadrado del diámetro de este último. Determine el trabajo realizado cuando el volumen del globo se duplica como resultado de la transferencia de calor. *Respuesta:* 715 Btu

4-117E Retome el problema 4-116E y a través de la característica de integración del software EES, determine el trabajo hecho. Compare el resultado con el resultado obtenido mediante los cálculos manuales.

4-118 En un dispositivo de cilindro-émbolo está una masa de 12 kg de vapor saturado de refrigerante 134a a 240 kPa. Se transfieren 300 kJ de calor al refrigerante a presión constante, mientras una fuente de 110 V suministra corriente a un resistor dentro del cilindro durante 6 min. Determine la corriente suministrada si la temperatura final es 70°C, también muestre el proceso en un diagrama *T*-*v* con respecto a las líneas de saturación. *Respuesta:* 12.8 A

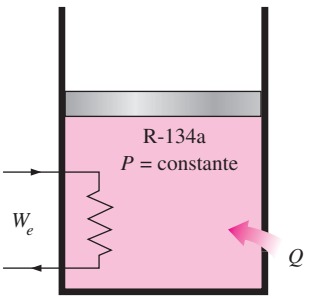


FIGURA P4-118

4-119 En un dispositivo de cilindro-émbolo está una masa de 0.2 kg de refrigerante saturado 134a a 200 kPa. Al inicio 75 por ciento de la masa está en la fase líquida. Se transfiere calor a esta sustancia a presión constante hasta que el cilindro contiene sólo vapor. Muestre el proceso en un diagrama *P*-*v* con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) el volumen que ocupa al inicio el refrigerante, *b*) el trabajo realizado y *c*) la transferencia de calor total.

4-120 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente gas helio a 150 kPa, 20°C y 0.5 m^3. El helio se comprime ahora en un proceso politrópico (PV^n = constante) hasta 400 kPa y 140°C. Determine la pérdida o ganancia de calor durante este proceso. *Respuesta:* pérdida de 1.2 kJ

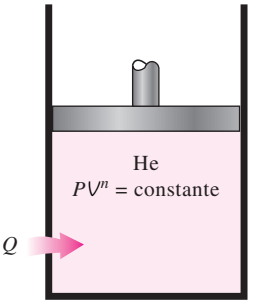


FIGURA P4-120

4-121 Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción y un recipiente rígido contienen cada uno al inicio 12 kg de un gas ideal a la misma temperatura, presión y volumen. Se desea elevar las temperaturas de ambos sistemas en 15°C. Determine la cantidad de calor extra que para lograr este resultado se debe suministrar al gas, el cual se mantiene a presión constante. Suponga que la masa molar del gas es 25.

4-122 Una casa solar pasiva pierde calor hacia el exterior a una tasa promedio de 50 000 kJ/h, pero debe mantenerse a 22°C durante 10 h en una noche de invierno. El calor de la casa lo proveerán 50 recipientes de vidrio cada uno con 20 L de agua, la cual se calienta a 80°C a lo largo del día mediante la absorción de energía solar. Se tiene como respaldo un calentador de resistencia eléctrica de 15 kW controlado por un termostato y que se enciende siempre que es necesario para mantener la casa a 22°C. *a*) ¿Cuánto tiempo funcionó el sistema de calefacción eléctrica esa noche? *b*) ¿Cuánto tiempo funcionaría el calentador eléctrico esa noche si la casa no tuviera incorporado el calentamiento solar?
Respuestas: a) 4.77 h, *b*) 9.26 h

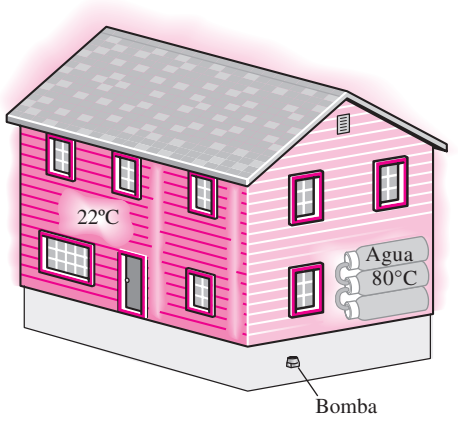


FIGURA P4-122

4-123 Un elemento de calefacción de resistencia eléctrica de 1 800 W se sumerge en 40 kg de agua que se halla inicialmente a 20°C. Determine cuánto tiempo tarda este calentador en elevar la temperatura del agua a 80°C.

4-124 Una tonelada de agua líquida (1 000 kg) a 80°C que inicialmente está a 22°C y 100 kPa, se lleva a un espacio bien sellado y aislado de 4 × 5 × 6 m. Suponiendo calores específicos constantes para el aire y el agua a temperatura ambiente, determine la temperatura de equilibrio final en la habitación.
Respuesta: 78.6°C

4-125 Una habitación de 4 × 5 × 6 m se calentará por medio de una tonelada (1 000 kg) de agua líquida contenida en un recipiente colocado en la habitación. Ésta pierde calor hacia el exterior a una tasa promedio de 8 000 kJ/h. La temperatura y la presión iniciales en la habitación son 20°C y 100 kPa, y se mantiene todo el tiempo a una temperatura promedio de 20°C. Si el agua caliente satisfará los requerimientos de calefacción de esta habitación durante 24 h, determine la temperatura mínima del agua cuando se lleva primero hacia la habitación. Suponga tasas de calores específicos constantes para el aire y el agua a temperatura ambiente.

4-126 Con una bomba calorimétrica que contiene 3 kg de agua se determinará el contenido de energía de cierto alimento, quemando una muestra de 2 gramos en presencia de 100 gramos de aire en una cámara de reacción. Si la temperatura del agua sube 3.2°C cuando se establece el equilibrio, determine el contenido de energía del alimento en kJ/kg, sin considerar la energía térmica almacenada en la cámara de reacción ni la energía suministrada por el mezclador. ¿En cuánto se calcula el error en que se incurre al ignorar la energía térmica almacenada en la cámara de reacción? *Respuesta:* 20 060 kJ/kg

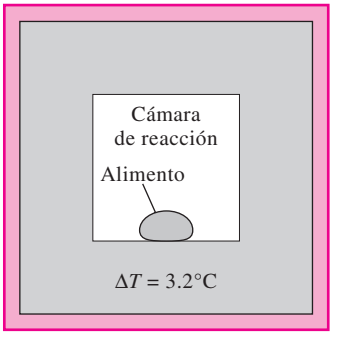


FIGURA P4-126

4-127 Un hombre de 68 kg cuya temperatura corporal promedio es de 39°C bebe 1 L de agua fría a 3°C, en un esfuerzo por refrescarse. Si se asume que el calor específico promedio del cuerpo humano es de 3.6 kJ/kg · °C, determine el descenso en la temperatura corporal promedio de esta persona bajo la influencia de esta agua fría.

4-128 En un vaso de 0.2 L se tiene agua a 20°C y se enfriará con hielo a 5°C. Determine cuánto hielo, en gramos, se necesita agregar al agua si aquél está a *a*) 0°C y *b*) −8°C. También, determine la cantidad necesaria de agua a 0°C para llevar a cabo este enfriamiento. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg, respectivamente, y para el segundo caso, la densidad del agua es 1 kg/L.

4-129 Retome el problema 4-128 y con el software EES (u otro) investigue el efecto de la temperatura inicial del hielo sobre la masa final requerida. Suponga que la temperatura del hielo varía de −20 a 0°C y grafique su masa en función de su temperatura inicial. Analice los resultados.

4-130 Una persona vacía 80 kg de hielo a −5°C dentro de un recipiente aislado que contiene 1 ton de agua a 20°C, con la finalidad de enfriarla. Determine la temperatura de equilibrio final en el recipiente. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg, respectivamente. *Respuesta:* 12.4°C

4-131 Un dispositivo aislado que consta de cilindro-émbolo contiene al principio 0.01 m^3 de una mezcla saturada de líquido y vapor con una calidad de 0.2 a 120°C. Después se agrega al cilindro un poco de hielo a 0°C. Si el cilindro contiene líquido saturado a 120°C cuando se establece el equilibrio térmico, determine la cantidad de hielo añadido. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg, respectivamente.

4-132 Las primeras máquinas de vapor eran propulsadas mediante la presión atmosférica que actuaba sobre el émbolo colocado dentro de un cilindro lleno de vapor saturado. Se creaba vacío al enfriar el cilindro por fuera con agua fría y, por lo tanto, condensar el vapor.

Considere un dispositivo de cilindro-émbolo con un área superficial en el émbolo de 0.1 m^2, lleno inicialmente con 0.05 m^3 de vapor de agua saturado a la presión atmosférica de 100 kPa. Después se vacía agua fría en el exterior del cilindro y el vapor que está dentro comienza a condensarse como resultado de la transferencia de calor hacia el agua externa usada para enfriamiento. Si el émbolo está bloqueado en su posición inicial, determine la fuerza de fricción que actúa sobre éste y la cantidad de transferencia de calor cuando la temperatura dentro del cilindro desciende a 30°C.

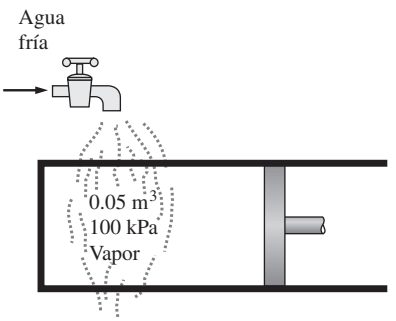


FIGURA P4-132

4-133 En una cafetera equipada con un elemento de calefacción eléctrico para inmersión hierve agua a nivel del mar. La cafetera contiene 1 L de agua cuando está llena. Una vez que comienza la ebullición, se observa que la mitad del agua se evapora en 25 minutos. Determine la potencia nominal del elemento de calefacción eléctrico sumergido en el agua, y cuánto tiempo tarda este calentador en elevar la temperatura de 1 L de agua fría desde 18°C hasta la temperatura de ebullición.

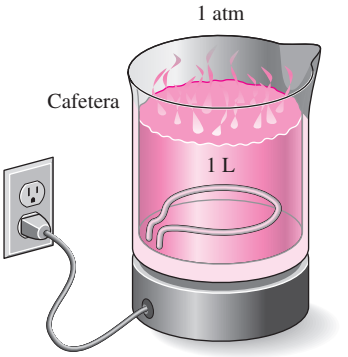


FIGURA P4-133

4-134 Dos recipientes rígidos están conectados mediante una válvula: el recipiente A contiene 0.2 m^3 de agua a 400 kPa y posee una calidad de 80 por ciento, el B contiene 0.5 m^3 de agua a 200 kPa y 250°C. Se abre la válvula y finalmente ambos recipientes llegan al mismo estado. Determine la presión y la cantidad de transferencia de calor cuando el sistema alcanza el equilibrio térmico con los alrededores a 25°C. *Respuestas:* 3.17 kPa, 2 170 kJ

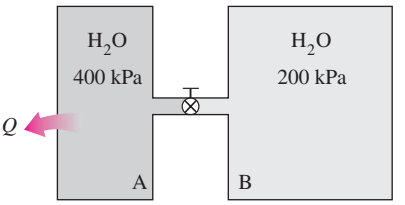


FIGURA P4-134

4-135 Reconsidere el problema 4-134 y con el uso del software EES (u otro) investigue el efecto que tiene la temperatura ambiente sobre la presión final y la transferencia de calor. Suponga que la temperatura ambiente varía de 0 a 50°C y grafique los resultados finales en función de la temperatura ambiente. Analice los resultados.

4-136 Un recipiente rígido que contiene 0.4 m^3 de aire a 400 kPa y 30°C está conectado por medio de una válvula a un dispositivo de cilindro-émbolo con espacio libre cero. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 200 kPa para elevarlo. Se abre un poco la válvula y se permite que el aire fluya hacia el cilindro hasta que la presión en el recipiente disminuye hasta 200 kPa. Durante este proceso, se intercambia calor con los alrededores de manera que el aire perma-

nece todo el tiempo a 30°C. Determine la transferencia de calor para este proceso.

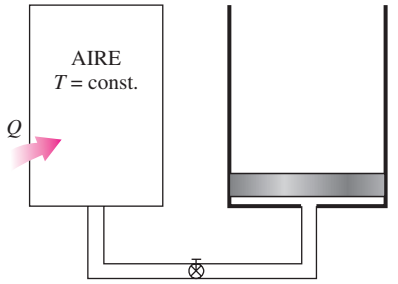


FIGURA P4-136

4-137 Un cuarto bien aislado de 4 × 4 × 5 m que inicialmente está a 10°C se calienta a través del radiador de un sistema de calefacción que funciona con vapor. El radiador tiene un volumen de 15 L y se llena con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 200°C; además, sus dos válvulas están cerradas (la de entrada y la de salida). Se usa un ventilador de 120 W para distribuir el aire en la habitación y se observa que la presión del vapor disminuye hasta 100 kPa después de 30 minutos como resultado de la transferencia de calor hacia la habitación. Suponiendo calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente, determine la temperatura promedio del aire después de 30 minutos. Suponga que la presión del aire en la habitación permanece constante en 100 kPa.

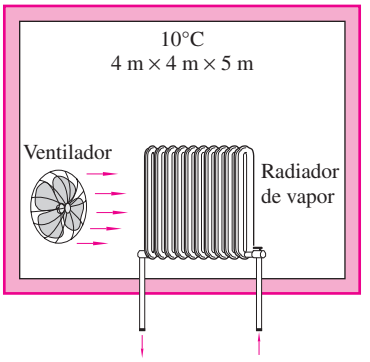


FIGURA P4-137

4-138 Un cilindro rígido horizontal bien aislado está dividido en dos compartimientos mediante un émbolo que tiene libertad de movimiento y no permite la fuga de gas hacia el otro lado. Al principio, un lado del émbolo contiene 1 m^3 de gas N_2 a 500 kPa y 80°C, mientras el otro contiene 1 m^3 de gas He a 500 kPa y 25°C. Se establece el equilibrio térmico en el cilindro como resultado de la transferencia de calor por el émbolo. Por medio de calores específicos a temperatura ambiente, determine la temperatura de equilibrio final en el cilindro. ¿Cuál sería su respuesta si el émbolo no tuviera libertad de movimiento?

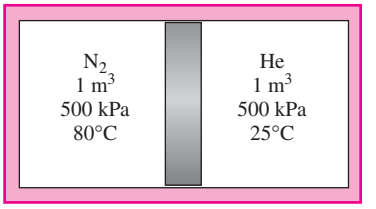


FIGURA P4-138

4-139 Repita el problema 4-138 suponiendo que el émbolo está hecho de 5 kg de cobre y que se halla inicialmente a la temperatura promedio de los dos gases en ambos lados.
Respuesta: 56°C

4-140 Retome nuevamente el problema 4-139 y con el software EES (u otro) investigue el efecto de la masa del émbolo de cobre sobre la temperatura de equilibrio final. Suponga que la masa del émbolo varía de 1 a 10 kg y grafique la temperatura final en función de la masa del émbolo. Analice los resultados.

4-141 Un recipiente rígido aislado contiene al inicio 1.4 kg de agua líquida saturada y vapor de agua a 200°C. En este estado, el agua líquida ocupa 25% del volumen y el resto lo ocupa el vapor. Se enciende una resistencia eléctrica colocada en el recipiente y se observa que después de 20 minutos éste contiene vapor saturado. Determine *a*) el volumen del recipiente, *b*) la temperatura final y *c*) la potencia nominal de la resistencia.
Respuestas: a) 0.00648 m^3, *b*) 371°C, *c*) 1.58 kW

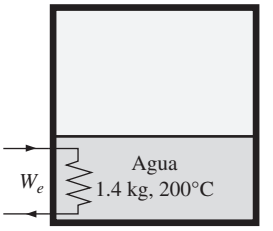


FIGURA P4-141

4-142 Un dispositivo de cilindro-émbolo de 12 cm de diámetro en posición vertical contiene un gas ideal en condiciones ambiente de 1 bar y 24°C. Al principio, la cara interna del émbolo está a 20 cm de la base del cilindro; después una flecha externa conectada al émbolo ejerce una fuerza que corresponde a la entrada de trabajo de frontera de 0.1 kJ. La temperatura del gas permanece constante durante este proceso. Determine *a*) la cantidad de transferencia de calor, *b*) la presión final en el cilindro y *c*) la distancia que recorre el émbolo.

4-143 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene al inicio 0.15 kg de vapor a 3.5 MPa, sobrecalentado en 5°C. El vapor pierde calor hacia los alrededores y el émbolo baja y choca con un conjunto de topes; en este punto, el cilindro contiene agua líquida saturada y el enfriamiento continúa hasta que el cilindro contiene agua a 200°C. Determine *a*) la presión final y la calidad (si existe mezcla), *b*) el trabajo de frontera, *c*) la

cantidad de transferencia de calor cuando el émbolo choca con los topes, *d*) la transferencia de calor total.

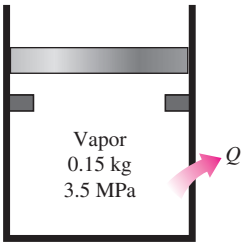


FIGURA P4-143

4-144 Un recipiente rígido aislado se divide en dos compartimientos que poseen volúmenes distintos. Al inicio cada compartimiento contiene el mismo gas ideal a presión idéntica pero a temperaturas y masas distintas. Se elimina la pared que separa a ambos compartimientos y los gases se mezclan. Suponga calores específicos constantes y obtenga la expresión más simple para la temperatura de la mezcla expresada en la forma

$$T_3 = f\left(\frac{m_1}{m_3}, \frac{m_2}{m_3}, T_1, T_2\right)$$

donde m_3 y T_3 son la masa y la temperatura de la mezcla final, respectivamente.

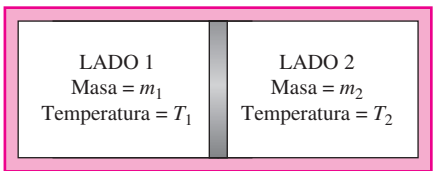


FIGURA P4-144

4-145 Durante el siglo XVIII y principios del XIX ocurrieron catastróficas explosiones de calderas de vapor que produjeron cientos de muertes, lo cual motivó el desarrollo del Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión de 1915. Si se considera que el fluido presurizado en un recipiente alcanza en algún momento el equilibrio con sus alrededores poco después de la explosión, el trabajo que haría este fluido si se le permitiera expandirse en forma adiabática hasta el estado en que se hallan los alrededores se puede considerar como la *energía explosiva* del líquido presurizado. Como resultado del muy corto periodo entre la explosión y la posterior estabilidad aparente, el proceso de explosión se puede considerar como adiabático sin cambios de energía potencial y cinética. La relación de conservación de la energía para sistemas cerrados en este caso se reduce a $W_{\text{salida}} = m(u_1 - u_2)$. Entonces la energía explosiva E_{exp} se convierte en

$$E_{\text{exp}} = m(u_1 - u_2)$$

donde los subíndices 1 y 2 se refieren al estado del líquido antes y después de la explosión, respectivamente. La energía de explosión específica e_{exp} se expresa comúnmente *por unidad de volumen* y se obtiene al dividir la cantidad anterior entre el V total del recipiente:

$$e_{\text{exp}} = \frac{u_1 - u_2}{v_1}$$

donde v_1 es el volumen específico del fluido antes de la explosión.

Demuestre que la energía de explosión específica de un gas ideal con calor específico constante es

$$e_{\text{exp}} = \frac{P_1}{k-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$$

También, determine la energía total de la explosión de 20 m^3 de aire a 5 MPa y 100°C cuando los alrededores están a 20°C.

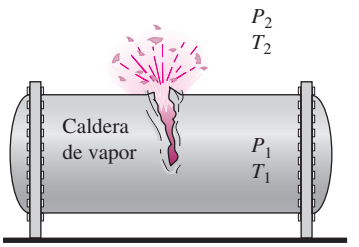


FIGURA P4-145

4-146 Por medio de las relaciones del problema 4-145, determine la energía explosiva de 20 m^3 de vapor a 10 MPa y 500°C, suponiendo que el vapor se condensa y se vuelve líquido a 25°C después de la explosión. ¿A cuántos kilogramos de TNT equivale esta energía explosiva? La energía explosiva del TNT es de aproximadamente 3 250 kJ/kg.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FI)

4-147 Una habitación está llena de vapor saturado a 100°C y se lleva ahí una bola de boliche de 5 kg a 25°C. El calor se transfiere a la bola desde el vapor y la temperatura de ésta sube a 100°C mientras se condensa algo de vapor sobre la bola a medida que pierde calor (pero aún permanece en 100°C). El calor específico de la bola se puede considerar como 1.8 kJ/kg · °C. La masa de vapor que se condensa durante este proceso es

a) 80 gramos *b*) 128 gramos *c*) 299 gramos
d) 351 gramos *e*) 405 gramos

4-148 Un dispositivo sin fricción de cilindro-émbolo y un recipiente rígido contienen 2 kmol de un gas ideal a la misma temperatura, presión y volumen. Se transfiere calor y la temperatura de ambos sistemas se eleva en 10°C. La cantidad de calor extra que se debe suministrar al gas en el cilindro que se mantiene a presión constante es

a) 0 kJ
b) 42 kJ
c) 83 kJ
d) 102 kJ
e) 166 kJ

4-149 El calor específico de un material se da en otras unidades como $c = 3.60$ kJ/kg · °F. El calor específico de este material en unidades SI de kJ/kg · °C es

a) 2.00 kJ/kg · °C
b) 3.20 kJ/kg · °C
c) 3.60 kJ/kg · °C
d) 4.80 kJ/kg · °C
e) 6.48 kJ/kg · °C

4-150 Un recipiente rígido de 3 m^3 contiene gas nitrógeno a 500 kPa y 300 K. Se transfiere calor al nitrógeno en el recipiente y la presión de esta sustancia se eleva a 800 kPa. El trabajo hecho durante este proceso es

a) 500 kJ
b) 1 500 kJ
c) 0 kJ
d) 900 kJ
e) 2 400 kJ

4-151 Un recipiente rígido de 0.8 m^3 contiene gas nitrógeno a 600 kPa y 300 K. El gas se comprime isotérmicamente hasta un volumen de 0.1 m^3. El trabajo realizado sobre el gas durante este proceso de compresión es

a) 746 kJ
b) 0 kJ
c) 420 kJ
d) 998 kJ
e) 1 890 kJ

4-152 Un cuarto bien sellado contiene 60 kg de aire a 200 kPa y 25°C. La energía solar entra al cuarto a una tasa promedio de 0.8 kJ/s mientras que adentro se enciende un ventilador de 120 W para hacer circular el aire. Si la transferencia de calor por las paredes es insignificante, en 30 minutos la temperatura del aire en la habitación será

a) 25.6°C
b) 49.8°C
c) 53.4°C
d) 52.5°C
e) 63.4°C

4-153 Un calentador de resistencia eléctrica de 2 kW colocado en la base de una habitación vacía se enciende y se mantiene así durante 15 minutos. La masa del aire en la habitación es de 75 kg y la habitación está bien sellada; por lo tanto, no es posible que entre o salga aire. El aumento de temperatura del aire al final de los 15 minutos es

a) 8.5°C
b) 12.4°C
c) 24.0°C
d) 33.4°C
e) 54.8°C

4-154 Una habitación contiene 60 kg de aire a 100 kPa y 15°C. La habitación tiene un refrigerador de 250 W (el refrigerador consume 250 W de electricidad cuando está funcionando), un aparato de televisión de 120 W y un calentador de resistencia eléctrica de 1 kW y un ventilador de 50 W. Durante un frío día de invierno, se observa que el refrigerador, el aparato de TV, el ventilador y el calentador de resistencia eléctrica funcionan de forma continua pero la temperatura del aire en la habitación permanece constante. La tasa de pérdida de calor desde la habitación ese día es

a) 3 312 kJ/h
b) 4 752 kJ/h
c) 5 112 kJ/h
d) 2 952 kJ/h
e) 4 680 kJ/h

4-155 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de aire a 400 kPa y 30°C. Durante un proceso de expansión isotérmico en cuasiequilibrio, el sistema realiza 15 kJ de trabajo de frontera y una rueda de paletas realiza 3 kJ de trabajo sobre el sistema. La transferencia de calor durante este proceso es

a) 12 kJ
b) 18 kJ
c) 2.4 kJ
d) 3.5 kJ
e) 60 kJ

4-156 Un recipiente equipado con un calentador de resistencia y un mezclador se llena inicialmente con 3.6 kg de vapor de agua saturado a 120°C. Al encender el calentador y el mezclador, el vapor se comprime y hay pérdida de calor hacia el aire circundante. Al final del proceso, la temperatura y la presión del vapor en el recipiente se miden como 300°C y 0.5 MPa. La transferencia neta de energía al vapor durante este proceso es

a) 274 kJ
b) 914 kJ
c) 1 213 kJ
d) 988 kJ
e) 1 291 kJ

4-157 Un paquete de seis bebidas de lata se enfriará de 25°C a 3°C. La masa de cada bebida enlatada es 0.355 kg, las bebidas se pueden tratar como agua y la energía almacenada en el aluminio es insignificante. La cantidad de transferencia de calor desde las seis latas es

a) 33 kJ
b) 37 kJ
c) 47 kJ
d) 196 kJ
e) 223 kJ

4-158 En un vaso se tiene agua con una masa de 0.45 kg a 20°C y se enfriará hasta 0°C añadiéndole cubos de hielo a 0°C. El calor latente de fusión del hielo es 334 kJ/kg, mientras que el específico del agua es 4.18 kJ/kg · °C. La cantidad de hielo que se debe agregar es

a) 56 gramos
b) 113 gramos
c) 124 gramos
d) 224 gramos
e) 450 gramos

4-159 Un calentador de resistencia eléctrica de 2 kW sumergido en 5 kg de agua se enciende y se mantiene así durante 10 minutos. Durante el proceso, del agua se pierden 300 kJ de calor. El aumento de temperatura del agua es

a) 0.4°C
b) 43.1°C
c) 57.4°C
d) 71.8°C
e) 180.0°C

4-160 3 kg de agua líquida que inicialmente están a 12°C se calentarán hasta 95°C en una tetera equipada con un elemento eléctrico interno de calentamiento de 1 200 W. El calor específico del agua se puede tomar como 4.18 kJ/kg · °C, mientras que es posible ignorar la pérdida de calor desde el agua durante el calentamiento. El tiempo para calentar el agua hasta la temperatura deseada es

a) 4.8 min
b) 14.5 min
c) 6.7 min
d) 9.0 min
e) 18.6 min

4-161 Un huevo ordinario con una masa de 0.1 kg y un calor específico de 3.32 kJ/kg · °C se sumerge en agua hirviente

a 95°C. Si la temperatura inicial del huevo es 5°C, la cantidad máxima de transferencia de calor al huevo es

a) 12 kJ *d*) 18 kJ
b) 30 kJ *e*) infinita
c) 24 kJ

4-162 Una manzana con una masa promedio de 0.18 kg y un calor específico promedio de 3.65 kJ/kg · °C se enfría de 22°C a 5°C. La cantidad de calor transferido desde la manzana es

a) 0.85 kJ *d*) 11.2 kJ
b) 62.1 kJ *e*) 7.1 kJ
c) 17.7 kJ

4-163 El calor específico a presión constante para un gas ideal se determina mediante $c_p = 0.9 + (2.7 \times 10^{-4})T$ (kJ/kg · K) donde T está en kelvin. El cambio en la energía interna para este gas ideal que experimenta un proceso en el cual la temperatura cambia de 27 a 127°C aproximadamente es

a) 90 kJ/kg *d*) 108.9 kJ/kg
b) 92.1 kJ/kg *e*) 105.2 kJ/kg
c) 99.5 kJ/kg

4-164 El calor específico a volumen constante para un gas ideal se determina mediante $c_v = 0.7 + (2.7 \times 10^{-4})T$ (kJ/kg · K), donde T está en kelvin. El cambio en la energía interna para este gas ideal que experimenta un proceso en el cual la temperatura cambia de 27 a 127°C aproximadamente es

a) 70 kJ/kg *d*) 82.1 kJ/kg
b) 72.1 kJ/kg *e*) 84.0 kJ/kg
c) 79.5 kJ/kg

4-165 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene un gas ideal que experimenta dos procesos de enfriamiento sucesivos eliminando calor hacia los alrededores. Primero el gas se enfría a presión constante hasta que $T_2 = \frac{3}{4}T_1$. Luego, el émbolo se mantiene estacionario mientras el gas se enfría más hasta $T_3 = \frac{1}{2}T_1$, donde las temperaturas están en K.

1. La relación del volumen final al volumen inicial del gas es
   a) 0.25 *d*) 0.75
   b) 0.50 *e*) 1.0
   c) 0.67

2. El trabajo realizado por el émbolo sobre el gas es
   a) $RT_1/4$ *d*) $(c_v + c_p)T_1/4$
   b) $c_vT_1/2$ *e*) $c_v(T_1 + T_2)/2$
   c) $c_pT_1/2$

3. El calor total transferido desde el gas es
   a) $RT_1/4$ *d*) $(c_v + c_p)T_1/4$
   b) $c_vT_1/2$ *e*) $c_v(T_1 + T_3)/2$
   c) $c_pT_1/2$

4-166 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene vapor saturado. Mientras se agrega calor al vapor, el émbolo se mantiene estacionario mientras la presión y la temperatura son ahora de 1.2 MPa y 700°C, respectivamente. Se añade más calor al vapor hasta que la temperatura se eleva a 1 200°C y el émbolo se mueve para mantener una presión constante.

1. El valor más cercano de la presión inicial del vapor es
   a) 250 kPa *d*) 1 000 kPa
   b) 500 kPa *e*) 1 250 kPa
   c) 750 kPa

2. El valor más cercano del trabajo que realiza el vapor sobre el émbolo es
   a) 230 kJ/kg *d*) 2 340 kJ/kg
   b) 1 100 kJ/kg *e*) 840 kJ/kg
   c) 2 140 kJ/kg

3. El valor más cercano del calor total transferido al vapor
   a) 230 kJ/kg *d*) 2 340 kJ/kg
   b) 1 100 kJ/kg *e*) 840 kJ/kg
   c) 2 140 kJ/kg

Problemas de diseño, ensayo y experimento

4-167 Mida la temperatura de ebullición del agua con un termómetro y calcule la presión de saturación correspondiente. A partir de esta información, estime la altitud del lugar donde vive y compárela con el valor real de la altitud.

4-168 Investigue cómo se determinan los calores específicos de gases, líquidos y sólidos en los laboratorios nacionales. Describa el aparato experimental y el proceso empleado.

4-169 Diseñe un experimento completo con instrumentación para determinar los calores específicos de un gas por medio de un calentador de resistencia. Explique cómo se llevará a cabo el experimento, qué mediciones son necesarias y cómo se determinarán los calores específicos. ¿Cuáles son las fuentes de error en su sistema? ¿Cómo puede minimizar el error experimental?

4-170 Diseñe un experimento completo con instrumentación para determinar los calores específicos de un líquido con un calentador de resistencia. Explique cómo se llevará a cabo el experimento, qué mediciones serán necesarias y cómo se determinarán los calores específicos. ¿Cuáles son las fuentes de error en su sistema? ¿Cómo puede minimizar el error experimental? ¿Cómo modificaría este sistema para determinar el calor específico de un sólido?

4-171 Se le pide diseñar un sistema de calefacción para una alberca que mide 2 m de profundidad, 25 m de largo y 25 m de ancho. Su cliente desea que el sistema de calefacción sea lo suficientemente grande para elevar la temperatura del agua de 20 a 30°C en 3 h. La tasa de pérdida de calor del agua hacia el aire en las condiciones exteriores de diseño se determina como 960 W/m^2, y el calentador también debe poder mantener la alberca a 30°C en estas condiciones. Se espera que las pérdidas de calor con respecto al suelo sean pequeñas y posibles de ignorar. El calentador considerado aquí es un horno de gas natural cuya eficiencia es de 80 por ciento. ¿Qué tamaño de calentador (potencia de entrada en kW) recomendaría a su cliente?

4-172 Se afirma que las frutas y los vegetales se enfrían 6°C por cada punto porcentual de pérdida de peso como humedad

durante el enfriamiento al vacío. Por medio de cálculos, demuestre que esta afirmación es razonable.

4-173 En un artículo de 1982 (FS #204) del Departamento de Energía estadounidense se afirma que la fuga de una gota de agua caliente por segundo puede costar $1.00 por mes. A partir de suposiciones razonables acerca del tamaño de la gota y el costo unitario de energía, determine si esta afirmación es razonable.

4-174 *Experimento de expansión politrópica del aire*. La expansión en la compresión de un gas se puede describir mediante la *relación politrópica* $pv^n = c$, donde p es la *presión*, v es el *volumen específico*, c es una *constante* y el exponente n depende del *proceso termodinámico*. En el experimento se descarga a la atmósfera aire comprimido de un recipiente de acero a presión mientras se registran mediciones de temperatura y presión del aire interior. Las mediciones, junto con la primera ley de la termodinámica, se emplean para producir el exponente politrópico n para el proceso. Obtenga el exponente politrópico n para el proceso con el uso del material de video, la descripción completa y los datos proporcionados en el DVD que acompaña este libro.

4-175 *Primera ley de la termodinámica. Experimento en el que se aplasta un trozo de plomo*. La *primera ley de la termodinámica* se comprueba con un experimento en el que se golpea plomo: una pequeña pieza de este metal provista de un termopar se aplasta con dos cilindros de acero. Los cilindros están suspendidos mediante cuerdas de nylon y oscilan como péndulos desde direcciones opuestas, golpeando de forma simultánea al plomo. La pérdida de energía potencial gravitacional de los cilindros se iguala con el aumento de energía interna del plomo. Compruebe la primera ley de la termodinámica con el material de video, la descripción completa y los datos proporcionados en el DVD anexo.

4-176 *Primera ley de la termodinámica. Experimento con cojinete de fricción*. Se comprueba la *primera ley de la termodinámica* a través de un experimento con un cojinete de fricción: éste está hecho de cobre y se une al extremo de un eje de madera que comienza a girar cuando cae una pesa que a su vez hace girar a una polea unida al eje. La fricción causa que el cojinete se caliente. El análisis de reducción de datos da cuenta de las energías potencial gravitacional, potencial interna, cinética traslacional y rotacional, interna y de la pérdida de calor desde el cojinete. Compruebe la primera ley de la termodinámica por medio del material de video, la descripción completa y los datos proporcionados en el DVD anexo.

4-177 *Primera ley de la termodinámica. Experimento de trabajo en frío con cobre*. Nuevamente se comprueba la *primera ley de la termodinámica*, pero esta vez con un calorímetro de bisagra de cobre que se "trabaja" mediante un péndulo oscilante, el cual causa un aumento en la temperatura de la bisagra. La pérdida de energía potencial del péndulo se iguala con el aumento en la energía interna de la bisagra, más el calor transferido de manera inevitable a las pinzas de la bisagra. Compruebe la primera ley de la termodinámica con el material de video, la descripción completa y los datos proporcionados en el DVD anexo.

4-178 *Primera ley de la termodinámica. Experimento de frenado de una bicicleta*. Una vez más se comprueba la *primera ley de la termodinámica*, esta vez con una bicicleta: el freno delantero de una bicicleta se reemplaza con una *almohadilla de calorímetro de fricción de cobre*, montada en una palanca. La almohadilla roza en la llanta frontal, se calienta, frena la bicicleta y permite comprobar la primera ley de la termodinámica. En el análisis de reducción de datos se utilizan el *arrastre termodinámico* y la *fricción de rodamiento*, obtenidos al usar los datos de la bicicleta cuesta abajo que el ciclista registra en una cinta de audio. Compruebe la primera ley de la termodinámica con el material de video, la descripción completa y los datos proporcionados en el DVD anexo.

4-179 *Calor específico del aluminio. Experimento con calorímetro eléctrico*. El *calor específico del aluminio* se obtiene con un calorímetro eléctrico, cuyo diseño consiste en dos calorímetros individuales, cada uno conformado por 13 placas de aluminio con los alambres del calentador de resistencia eléctrica enlazados entre las placas. Las superficies exteriores de ambos calorímetros y el aislamiento circundante son idénticos; sin embargo, las placas interiores son diferentes; un calorímetro tiene placas interiores *sin perforaciones* y el otro las tiene *perforadas*. Al ajustar inicialmente la potencia eléctrica en cada calorímetro se comparan las curvas de temperatura en función del tiempo para cada uno. Esta comparación de curva permite las cancelaciones de la pérdida de calor desconocida de cada calorímetro así como la de la capacidad térmica desconocida del calentador para obtener un valor calor específico exacto. Obtenga el calor específico del aluminio por medio del material de video, la descripción completa y los datos proporcionados en el DVD anexo.

4-180 *Calor específico del aluminio. Experimento de enfriamiento transitorio*. El *calor específico del aluminio* se obtiene con un experimento completamente distinto al que se describió en el problema 4-179. En este otro experimento se ajusta un *calorímetro* de cilindro hueco de aluminio con un tapón que forma una cavidad hermética. El calorímetro se calienta con una secadora para el cabello y después se deja enfriar con aire en calma. Se realizan dos pruebas: una con agua en la cavidad y otra sin agua. Las mediciones de temperatura transitoria de las dos pruebas dan tasas de enfriamiento distintas caracterizadas con *Trendlines* en EXCEL. Estas líneas indicativas se usan para calcular el calor específico del aluminio. Obtenga el calor específico del aluminio por medio del material de video, la descripción completa y los datos proporcionados en el DVD anexo.

Capítulo 5

ANÁLISIS DE MASA Y ENERGÍA DE VOLÚMENES DE CONTROL

En el capítulo 4 se aplicó a sistemas cerrados la relación de balance de energía expresada como $E_{entrada} - E_{salida} = \Delta E_{sistema}$. En este capítulo se amplía el análisis de energía a sistemas en los que hay flujo másico a través de sus fronteras, es decir, volúmenes de control, con énfasis particular en sistemas de flujo estable.

En este capítulo se inicia con el desarrollo de la relación general de *conservación de la masa* para volúmenes de control y se continúa con una explicación del trabajo de flujo y la energía de corrientes de fluido. Luego, se aplica al balance de energía a sistemas relacionados con *procesos de flujo estable* y se analizan dispositivos comunes con este tipo de flujo como toberas, difusores, compresores, turbinas, dispositivos de estrangulamiento, cámaras de mezclado e intercambiadores de calor. Por último, se aplica el balance de energía a procesos de *flujo variable* como la carga y descarga de recipientes.

Objetivos

En el capítulo 5, los objetivos son:

- Desarrollar el principio de conservación de la masa.
- Aplicar el principio de conservación de la masa a varios sistemas que incluyen volúmenes de control de flujo estable e inestable.
- Aplicar la primera ley de la termodinámica como enunciado del principio de conservación de la energía para volúmenes de control.
- Identificar la energía que lleva una corriente de fluido que cruza una superficie de control como la suma de energía interna, trabajo de flujo, energías cinética y potencial del fluido y relacionar la combinación de la energía interna y el trabajo de flujo con la propiedad entalpía.
- Resolver problemas de balance de energía para dispositivos comunes de flujo estable como toberas, compresores, turbinas, válvulas de estrangulamiento, mezcladores, calentadores e intercambiadores de calor.
- Aplicar el balance de energía a procesos de flujo inestable con particular énfasis en el proceso de flujo uniforme como el modelo encontrado comúnmente para los procesos de carga y descarga.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 5, SECC. 1, EN EL DVD.

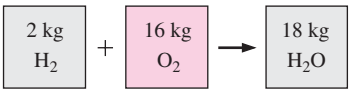


FIGURA 5-1

La masa se conserva incluso durante las reacciones químicas.

5-1 ▪ CONSERVACIÓN DE LA MASA

La conservación de la masa es uno de los principios fundamentales de la naturaleza. Todos estamos familiarizados con este principio y no es difícil entender. Como dice el refrán, "¡no se puede tenerlo todo!" Una persona no tiene que ser un científico para averiguar que un aderezo de vinagre y aceite se obtiene al mezclar 100 gramos de aceite con 25 gramos de vinagre. Incluso el balanceo de ecuaciones químicas se hace con base en el principio de conservación de la masa. Cuando 16 kg de oxígeno reaccionan con 2 kg de hidrógeno, se forman 18 kg de agua (Fig. 5-1). En un proceso de electrólisis, el agua se separa en 2 kg de hidrógeno y 16 kg de oxígeno.

Al igual que la energía, la masa es una propiedad conservada que no es posible crear ni destruir durante un proceso. Sin embargo, la masa m y la energía E se pueden convertir entre sí según una fórmula bien conocida que propuso Albert Einstein (1879-1955):

$$E = mc^2 \tag{5-1}$$

donde c es la velocidad de la luz en el vacío y tienen valor $c = 2.9979 \times 10^8$ m/s. Esta ecuación indica que la masa de un sistema cambia cuando su energía también lo hace. Sin embargo, para todas las interacciones de energía encontradas en la práctica, con excepción de las reacciones nucleares, el cambio en la masa es extremadamente pequeño que incluso no lo detectan los dispositivos más sensibles. Por ejemplo, cuando se forma 1 kg de agua a partir de oxígeno e hidrógeno, la cantidad de energía liberada es 15 879 kJ, que corresponde a una masa de 1.76×10^{-10} kg. Una masa de esta magnitud está más allá de la exactitud requerida en casi todos los cálculos de ingeniería, por lo tanto se puede ignorar.

Para *sistemas cerrados*, el principio de conservación de la masa se usa de modo implícito al requerir que la masa del sistema permanezca constante durante un proceso. Sin embargo, para *volúmenes de control*, la masa puede cruzar las fronteras, de modo que se debe mantener un registro de la cantidad de masa que entra y sale.

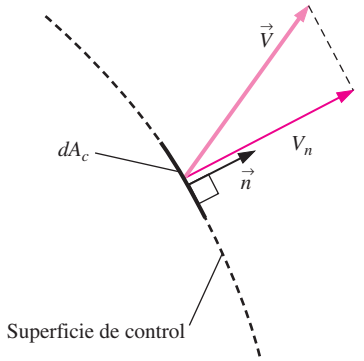


FIGURA 5-2

La velocidad normal V_n para una superficie es la componente de la velocidad perpendicular a la superficie.

Flujos másico y volumétrico

La cantidad de masa que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo se llama **flujo másico** y se denota mediante $\dot{m}$. El punto sobre un símbolo se usa para indicar la *rapidez de cambio respecto al tiempo*, como se explicó en el capítulo 2.

Un fluido entra o sale comúnmente de un volumen de control a través de tuberías o ductos. El flujo másico diferencial del fluido que pasa por un pequeño elemento de área dA_c en una sección transversal de flujo es proporcional a dA_c, la densidad del fluido ρ y el componente de la velocidad de flujo normal a dA_c, que se denota como V_n, y se expresa como (Fig. 5-2)

$$\delta\dot{m} = \rho V_n \, dA_c \tag{5-2}$$

Observe que tanto δ como d se usan para indicar cantidades diferenciales, pero δ se emplea por lo regular para cantidades (como calor, trabajo y transferencia de masa) que son *funciones de la trayectoria* y tienen *diferenciales inexactas*, mientras que d se utiliza para cantidades (por ejemplo, propiedades) que son *funciones puntuales* y tienen *diferenciales exactas*. Para flujo por un anillo de radio interno r_1 y radio externo r_2, por ejemplo,

$\int_1^2 dA_c = A_{c2} - A_{c1} = \pi(r_2^2 - r_1^2)$ pero $\int_1^2 \delta\dot{m} = \dot{m}_{\text{total}}$ (flujo másico total a través del anillo), no $\dot{m}_2 - \dot{m}_1$. Para valores especificados de r_1 y r_2, el valor de la integral de dA_c es fijo (de ahí los nombres función puntual y diferencial

exacta), pero éste no es el caso para la integral de $\delta\dot{m}$ (por esto los nombres de función de trayectoria y diferencial inexacta).

El flujo másico a través del área de la sección transversal de un tubo o un ducto se obtiene mediante integración:

$$\dot{m} = \int_{A_c} \delta\dot{m} = \int_{A_c} \rho V_n \, dA_c \qquad (\text{kg/s}) \tag{5-3}$$

Si bien la ecuación 5-3 es válida todo el tiempo (de hecho es *exacta*), no siempre es práctica para análisis de ingeniería como resultado de la integral. En cambio, sería bueno contar con una expresión en términos de valores promedio del flujo másico a través de la sección transversal del tubo. Sin embargo, en muchas aplicaciones prácticas, la densidad es en esencia uniforme sobre la sección transversal del tubo, de manera que se puede dejar fuera ρ de la integral de la ecuación 5-3. Sin embargo, la velocidad *nunca* es uniforme en una sección transversal de tubería debido a que el fluido se adhiere a la superficie y, por lo tanto, tiene velocidad cero en la pared (condición de no deslizamiento). Además, la velocidad varía en las paredes desde cero hasta algún valor máximo cercano o sobre la línea central de la tubería. Se define la **velocidad promedio** V_{prom} como el valor promedio de V_n en toda la sección transversal (Fig. 5-3),

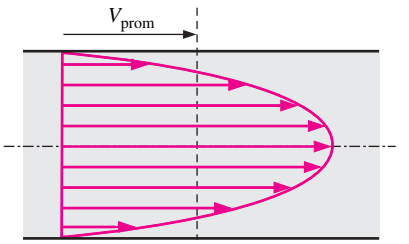


FIGURA 5-3
La velocidad promedio V_{prom} se define como la rapidez promedio a través de una sección transversal.

Velocidad promedio:
$$V_{\text{prom}} = \frac{1}{A_c} \int_{A_c} V_n \, dA_c \tag{5-4}$$

donde A_c es el área de la sección transversal normal a la dirección del flujo. Note que si la velocidad fuese V_{prom} en toda la sección transversal, el flujo másico sería idéntico al obtenido si se integrara el perfil de velocidad real. Así, para flujo tanto incompresible como compresible donde ρ es uniforme en A_c, la ecuación 5-3 se convierte en

$$\dot{m} = \rho V_{\text{prom}} A_c \qquad (\text{kg/s}) \tag{5-5}$$

Para flujo compresible, se puede considerar a ρ como la densidad promedio en la sección transversal, entonces la ecuación 5-5 se puede usar todavía como una aproximación razonable.

Para simplificar, se elimina el subíndice en la velocidad promedio. A menos que se especifique lo contrario, V denota la velocidad promedio en la dirección del flujo. También, A_c denota el área de la sección transversal normal a la dirección de flujo.

El volumen del fluido que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo se llama **flujo volumétrico** $\dot{V}$ (Fig. 5-4) y se expresa como

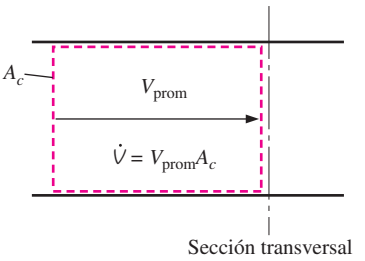


FIGURA 5-4
El flujo volumétrico es el volumen de fluido que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo.

$$\dot{V} = \int_{A_c} V_n \, dA_c = V_{\text{prom}} A_c = V A_c \qquad (\text{m}^3/\text{s}) \tag{5-6}$$

El monje italiano Benedetto Castelli (1577-1644) publicó en 1628 una primera forma de la ecuación 5-6. Observe que la mayor parte de los libros de mecánica de fluidos usa Q en lugar de $\dot{V}$ para el flujo volumétrico. Aquí se emplea $\dot{V}$ para evitar confusión con la transferencia de calor.

Los flujos másico y volumétrico se relacionan mediante

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v} \tag{5-7}$$

donde v es el volumen específico. Esta relación es análoga a $m = \rho V = V/v$, que es la relación entre la masa y el volumen de un fluido contenido en un recipiente.

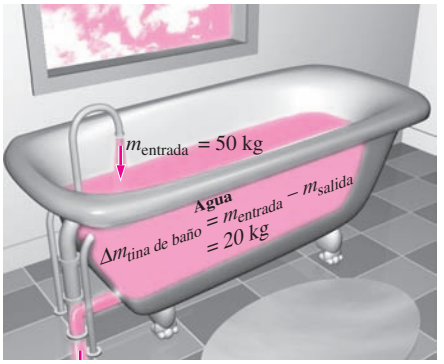


FIGURA 5-5
Principio de conservación de la masa para una tina de baño ordinaria.

Principio de conservación de la masa

El **principio de conservación de la masa** para un volumen de control se puede expresar como: *la transferencia neta de masa hacia o desde el volumen de control durante un intervalo de tiempo* Δt *es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total dentro del volumen de control durante* Δt. Es decir,

$$\begin{pmatrix}\text{Masa total que entra}\\ \text{al VC durante } \Delta t\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Masa total que sale}\\ \text{del VC durante } \Delta t\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Cambio neto de masa}\\ \text{dentro del VC durante } \Delta t\end{pmatrix}$$

o bien,

$$m_{entrada} - m_{salida} = \Delta m_{VC} \qquad (kg) \tag{5-8}$$

donde $\Delta m_{VC} = m_{final} - m_{inicial}$ es el cambio en la masa del volumen de control durante el proceso (Fig. 5-5). También se puede expresar en la *forma de tasa* como

$$\dot{m}_{entrada} - \dot{m}_{salida} = dm_{VC}/dt \qquad (kg/s) \tag{5-9}$$

donde $\dot{m}_{entrada}$ y $\dot{m}_{salida}$ son los flujos másicos hacia adentro y hacia afuera del volumen de control, y dm_{VC}/dt es la misma rapidez de cambio de masa con respecto al tiempo dentro de las fronteras del volumen de control. Comúnmente se hace referencia a las ecuaciones 5-8 y 5-9 como **balance de masa** y son aplicables a cualquier volumen de control que experimenta alguna clase de proceso.

Considere un volumen de control de forma arbitraria, como se ilustra en la figura 5-6. La masa de un volumen diferencial dV dentro del volumen de control es $dm = \rho\, dV$. La masa total dentro del volumen de control en cualquier instante t se determina mediante integración como

Masa total dentro del VC:
$$m_{VC} = \int_{VC} \rho\, dV \tag{5-10}$$

Entonces la rapidez del cambio de la cantidad de masa dentro del volumen de control con respecto al tiempo se puede expresar como

Rapidez de cambio de la masa dentro del VC:
$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \frac{d}{dt}\int_{VC} \rho\, dV \tag{5-11}$$

Para el caso especial en que ninguna masa cruza la superficie de control (es decir, el volumen de control es semejante a un sistema cerrado), el principio de conservación de la masa se reduce al de un sistema que se puede expresar como $dm_{VC}/dt = 0$. Esta relación es válida si el volumen de control es fijo, móvil o se deforma.

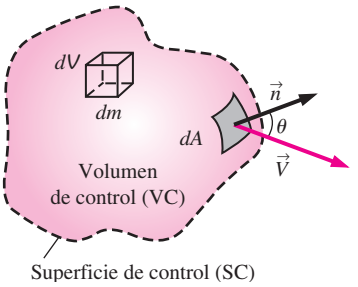


FIGURA 5-6
Volumen de control diferencial dV y la superficie de control diferencial dA utilizada en la obtención de la relación de conservación de la masa.

Ahora considere flujo másico que entra o sale del volumen de control por un área diferencial dA en la superficie de control de un volumen de control fijo; donde $\vec{n}$ es el vector unitario exterior de dA normal a dA y $\vec{V}$ la velocidad de flujo en dA respecto a un sistema de coordenadas fijo, como se ilustra en la figura 5-6. En general, la velocidad puede cruzar dA a un ángulo θ de la normal de dA, y el flujo másico es proporcional a la componente normal de la velocidad $\vec{V}_n = \vec{V}\cos\theta$ el cual varía de un flujo de salida máximo de $\vec{V}$ para $\theta = 0$ (el flujo es normal a dA) a un mínimo de cero para $\theta = 90°$ (el flujo es tangente a dA) y a un *flujo de entrada* máximo de $\vec{V}$ para $\theta = 180°$ (el flujo es normal a dA pero en dirección contraria). Si se utiliza el concepto del producto punto de dos vectores, la magnitud de la componente normal de la velocidad se puede expresar como

Componente normal de la velocidad:
$$V_n = V\cos\theta = \vec{V}\cdot\vec{n} \tag{5-12}$$

El flujo másico por dA es proporcional a la densidad del fluido ρ, la velocidad normal V_n y el área de flujo dA, así que se expresa como

Flujo másico diferencial:
$$\delta\dot{m} = \rho V_n\, dA = \rho(V\cos\theta)\, dA = \rho(\vec{V}\cdot\vec{n})\, dA \tag{5-13}$$

El flujo neto que entra o sale del volumen de control por toda la superficie de control se obtiene integrando $\delta\dot{m}$ sobre la totalidad de esta última,

$$\textit{Flujo másico neto:} \qquad \dot{m}_{\text{neto}} = \int_{SC} \delta\dot{m} = \int_{SC} \rho V_n \, dA = \int_{SC} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) \, dA \qquad \textbf{(5-14)}$$

Note que $\vec{V} \cdot \vec{n} = V \cos\theta$ es positivo para $\theta < 90°$ (flujo hacia fuera) y negativo para $\theta > 90°$ (flujo hacia dentro). Por lo tanto, la dirección del flujo se explica de forma automática y la integral de superficie de la ecuación 5-14 da directamente el flujo másico *neto*. Un valor positivo para $\dot{m}_{\text{neto}}$ indica salida neta de flujo y otro negativo indica entrada neta de flujo de masa.

Al reacomodar los términos de la ecuación 5-9 como $dm_{VC}/dt + \dot{m}_{\text{salida}} - \dot{m}_{\text{entrada}} = 0$, la relación de conservación de la masa para un volumen de control fijo se puede expresar como

$$\textit{Conservación general de la masa:} \qquad \frac{d}{dt}\int_{VC} \rho \, dV + \int_{SC} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) \, dA = 0 \qquad \textbf{(5-15)}$$

Ésta expresa que *la rapidez de cambio de la masa dentro del volumen de control más el flujo másico neto por la superficie de control es igual a cero*.

Si se divide en dos partes la integral de superficie en la ecuación 5-15, una para las corrientes de flujo salientes (positiva) y otra para las entrantes (negativa), la relación general de conservación de la masa también se puede expresar como

$$\frac{d}{dt}\int_{VC} \rho \, dV + \sum_{\text{salida}} \int_A \rho V_n \, dA - \sum_{\text{entrada}} \int_A \rho V_n \, dA = 0 \qquad \textbf{(5-16)}$$

donde A representa el área para una entrada o salida y el signo de la sumatoria se usa para remarcar que están consideradas *todas* las entradas y salidas. Si se utiliza la definición de flujo másico, la ecuación 5-16 también puede ser expresada como

$$\frac{d}{dt}\int_{VC} \rho \, dV = \sum_{\text{entrada}} \dot{m} - \sum_{\text{salida}} \dot{m} \quad \text{o} \quad \frac{dm_{VC}}{dt} = \sum_{\text{entrada}} \dot{m} - \sum_{\text{salida}} \dot{m} \qquad \textbf{(5-17)}$$

Las ecuaciones 5-15 y 5-17 son válidas también para volúmenes de control móviles o con deformación siempre y cuando la *velocidad absoluta* $\vec{V}$ se reemplace por la *velocidad relativa* $\vec{V}_r$, que corresponde a la del fluido en relación con la superficie de control.

Balance de masa para procesos de flujo estable

Durante un proceso de flujo estable, la cantidad total de masa contenida dentro de un volumen de control no cambia con el tiempo (m_{VC} = constante). Entonces el principio de conservación de la masa requiere que la cantidad total de masa que entra a un volumen de control sea igual a la cantidad total de masa que sale del mismo. Por ejemplo, para una tobera de manguera de jardín que opera de forma estable, la cantidad de agua que entra a ella por unidad de tiempo es igual a la cantidad de agua que deja salir por unidad de tiempo.

Cuando se trata de procesos de flujo estable, el interés no se centra en la cantidad de masa que entra o sale de un dispositivo con el tiempo, pero sí se está interesado en la cantidad de masa que fluye por unidad de tiempo, es decir, *el flujo másico ṁ. El principio de conservación de la masa* para un sistema general de flujo estable con entradas y salidas múltiples se puede expresar en forma de tasa como (Fig. 5-7)

$$\textit{Flujo estable:} \qquad \sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \qquad \text{(kg/s)} \qquad \textbf{(5-18)}$$

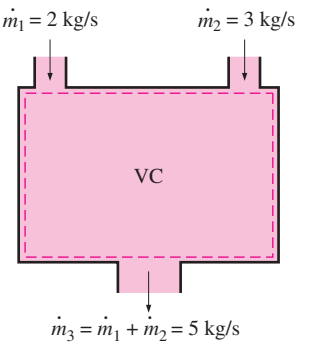


FIGURA 5-7
Principio de conservación de la masa para un sistema de flujo estable con dos entradas y una salida.

La que expresa que *la tasa total de masa que entra a un volumen de control es igual a la tasa total de masa que sale del mismo*.

Muchos dispositivos de ingeniería como toberas, difusores, turbinas, compresores y bombas tienen que ver con una sola corriente (únicamente una entrada y una salida). En estos casos, el estado de entrada se denota con el subíndice 1 y el de salida con el subíndice 2, y se eliminan los signos de sumatoria. Entonces, para *sistemas de flujo estable de una sola corriente* la ecuación 5-18 se reduce a

$$\textit{Flujo estable (corriente única):} \qquad \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \rightarrow \quad \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \qquad \textbf{(5-19)}$$

Caso especial: flujo incompresible

Las relaciones de conservación de la masa pueden simplificarse aún más cuando el fluido es incompresible, lo cual es el caso en los líquidos. La cancelación de la densidad en ambos lados de la relación general de flujo estable da

$$\textit{Flujo incompresible, estable:} \qquad \sum_{\text{entrada}} \dot{V} = \sum_{\text{salida}} \dot{V} \qquad (\text{m}^3/\text{s}) \qquad \textbf{(5-20)}$$

Para sistemas de flujo estable con una sola corriente la ecuación anterior se convierte en

$$\textit{Flujo incompresible, estable (corriente única):} \qquad \dot{V}_1 = \dot{V}_2 \rightarrow V_1 A_1 = V_2 A_2 \qquad \textbf{(5-21)}$$

Es necesario tener siempre presente que no existe un principio de "conservación del volumen"; por lo tanto, los flujos volumétricos que entran y salen de un dispositivo de flujo estable pueden ser diferentes. El flujo volumétrico en la salida de un compresor de aire es mucho menor que el de entrada, aunque el flujo másico de aire por el compresor sea constante (Fig. 5-8). Esto se debe a la mayor densidad del aire en la salida del compresor. Sin embargo, para flujo estable de líquidos los flujos volumétricos, así como los másicos, permanecen constantes porque los líquidos son esencialmente sustancias incompresibles (densidad constante). El flujo de agua a través de la tobera de una manguera de jardín ejemplifica este último caso.

El principio de conservación de la masa se basa en observaciones experimentales y requiere que se tome en cuenta toda la masa durante un proceso. Si puede llevar el balance de su chequera con mantener un registro de depósitos y retiros, o simplemente observando el principio de "conservación del dinero", no debe tener dificultad en aplicar el principio de conservación de la masa a sistemas de ingeniería.

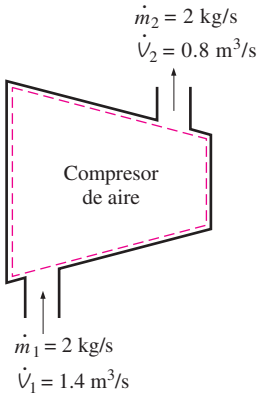


FIGURA 5-8
Durante un proceso de flujo estable, los flujos volumétricos no necesariamente se conservan, aunque sí los flujos másicos.

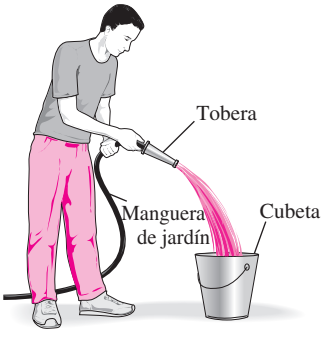


FIGURA 5-9
Esquema para el ejemplo 5-1.

EJEMPLO 5-1 Flujo de agua por una tobera de manguera de jardín

Se usa una manguera de jardín acoplada a una tobera para llenar una cubeta de 10 galones. El diámetro interior de la manguera es de 2 cm pero se reduce a 0.8 cm en la salida de la tobera (Fig. 5-9). Si toma 50 s llenar con agua la cubeta, determine *a*) los flujos volumétrico y másico de agua por la manguera y *b*) la velocidad promedio del agua en la salida de la tobera.

Solución Se utiliza una manguera de jardín para llenar con agua una cubeta. Se determinarán los flujos volumétrico y másico de agua y la velocidad en la salida.

Suposiciones **1** El agua es una sustancia incompresible. **2** El flujo por la manguera es estable. **3** No se desperdicia agua debido a salpicaduras.

Propiedades Se toma la densidad del agua como 1 000 kg/m^3 = 1 kg/L.
Análisis *a*) Como 10 galones de agua se descargan en 50 s, por lo tanto los flujos volumétrico y másico del agua son

$$\dot{V} = \frac{V}{\Delta t} = \frac{10 \text{ gal}}{50 \text{ s}}\left(\frac{3.7854 \text{ L}}{1 \text{ gal}}\right) = \mathbf{0.757 \text{ L/s}}$$

$$\dot{m} = \rho\dot{V} = (1 \text{ kg/L})(0.757 \text{ L/s}) = \mathbf{0.757 \text{ kg/s}}$$

b) El área de la sección transversal de la salida de la tobera es

$$A_e = \pi r_e^2 = \pi(0.4 \text{ cm})^2 = 0.5027 \text{ cm}^2 = 0.5027 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El flujo volumétrico a través de la manguera y la tobera es constante. Entonces, la velocidad promedio del agua en la salida de la tobera se convierte en

$$V_e = \frac{\dot{V}}{A_e} = \frac{0.757 \text{ L/s}}{0.5027 \times 10^{-4} \text{ m}^2}\left(\frac{1 \text{ m}^3}{1\,000 \text{ L}}\right) = \mathbf{15.1 \text{ m/s}}$$

Explicación Se puede demostrar que la velocidad promedio en la salida de la manguera es 2.4 m/s; por lo tanto, la tobera incrementa la velocidad del agua más de seis veces.

EJEMPLO 5-2 Descarga de agua desde un recipiente

Se llena con agua un recipiente para agua cilíndrico de 3 pies de diámetro y 4 pies de alto y cuya parte superior está abierta a la atmósfera. Luego se quita el tapón de descarga de la parte inferior del recipiente y sale un chorro de agua cuyo diámetro es de 0.5 pulg (Fig. 5-10). La velocidad promedio del chorro se determina mediante $V = \sqrt{2gh}$, donde h es la altura del agua dentro del recipiente medida desde el centro del agujero (una variable) y g es la aceleración debida a la gravedad. Determine cuánto tarda en bajar el nivel del agua hasta 2 pies desde el fondo.

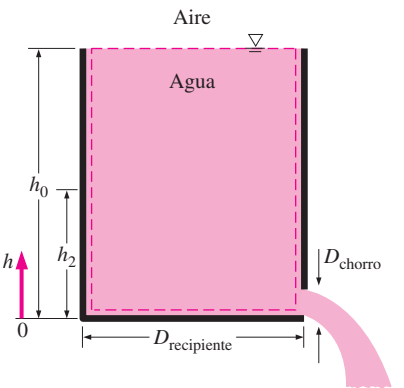


FIGURA 5-10
Esquema para el ejemplo 5-2.

Solución Se quita el tapón situado cerca del fondo del recipiente. Se determinará el tiempo que tarda en vaciarse la mitad del contenido del recipiente.
Suposiciones **1** El agua es una sustancia incompresible. **2** La distancia entre el fondo del recipiente y el centro del orificio es insignificante en comparación con la altura del agua. **3** La aceleración gravitacional es 32.2 pies/s^2.
Análisis Se toma el volumen que ocupa el agua como el volumen de control, cuyo tamaño disminuye en este caso a medida que desciende el nivel del agua; por lo tanto se trata de un volumen de control variable (también se le podría tratar como un volumen de control fijo, el cual consiste en el volumen interior del recipiente sin considerar el aire que reemplaza el espacio que deja el agua). Resulta obvio que se trata de un problema de flujo inestable puesto que las propiedades (como la cantidad de masa) dentro del volumen de control cambian con el tiempo.

La relación de la conservación de la masa para un volumen de control que experimenta cualquier proceso se expresa en forma de tasa como

$$\dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = \frac{dm_{\text{CV}}}{dt} \qquad \textbf{(1)}$$

Durante este proceso no entra masa al volumen de control ($\dot{m}_{\text{entrada}} = 0$), y el flujo másico del agua descargada se puede expresar como

$$\dot{m}_{\text{salida}} = (\rho VA)_{\text{salida}} = \rho\sqrt{2gh}A_{\text{chorro}} \qquad \textbf{(2)}$$

donde $A_{\text{chorro}} = \pi D^2_{\text{chorro}}/4$ es el área de la sección transversal del chorro, la cual es constante. Dado que la densidad del agua es constante, en el recipiente la masa de agua en cualquier instante es

$$m_{\text{VC}} = \rho V = \rho A_{\text{recipiente}} h \tag{3}$$

donde $A_{\text{recipiente}} = \pi D^2_{\text{recipiente}}/4$ es el área del recipiente cilíndrico. Sustituyendo las ecuaciones 2 y 3 en la relación del balance de masa (ecuación 1), se obtiene

$$-\rho\sqrt{2gh}A_{\text{chorro}} = \frac{d(\rho A_{\text{recipiente}} h)}{dt} \rightarrow -\rho\sqrt{2gh}(\pi D^2_{\text{chorro}}/4) = \frac{\rho(\pi D^2_{\text{recipiente}}/4)\,dh}{dt}$$

Al cancelar las densidades y otros términos comunes y separar las variables, se obtiene

$$dt = \frac{D^2_{\text{recipiente}}}{D^2_{\text{chorro}}}\frac{dh}{\sqrt{2gh}}$$

La integración de $t = 0$ donde $h = h_0$ hasta $t = t$ donde $h = h_2$ da

$$\int_0^t dt = -\frac{D^2_{\text{recipiente}}}{D^2_{\text{chorro}}\sqrt{2g}}\int_{h_0}^{h_2}\frac{dh}{\sqrt{h}} \rightarrow t = \frac{\sqrt{h_0} - \sqrt{h_2}}{\sqrt{g/2}}\left(\frac{D_{\text{recipiente}}}{D_{\text{chorro}}}\right)^2$$

Después de sustituir, el tiempo de descarga es

$$t = \frac{\sqrt{4\text{ pies}} - \sqrt{2\text{ pies}}}{\sqrt{32.2/2\text{ pies/s}^2}}\left(\frac{3 \times 12\text{ pulg}}{0.5\text{ pulg}}\right)^2 = 757\text{ s} = \mathbf{12.6\text{ min}}$$

Por lo tanto, la mitad del depósito se vacía en 12.6 minutos después de quitar el tapón del orificio de descarga.

Explicación Usar la misma relación con $h_2 = 0$ da $t = 43.1$ minutos para que se descargue toda el agua. Por lo tanto, vaciar la mitad inferior toma más tiempo que vaciar la superior. Esto se debe a la disminución en la velocidad de descarga promedio del agua con la reducción de h.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 5, SECC. 2, EN EL DVD.

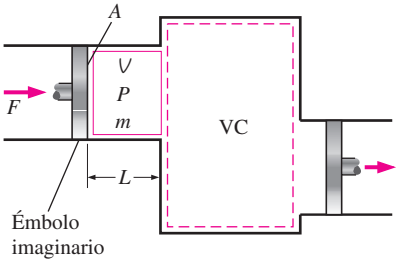


FIGURA 5-11
Esquema para trabajo de flujo.

5-2 ▪ TRABAJO DE FLUJO Y ENERGÍA DE UN FLUIDO EN MOVIMIENTO

A diferencia de los sistemas cerrados, en los volúmenes de control hay flujo másico a través de sus fronteras, y se requiere trabajo para introducirla o sacarla del volumen de control. Este trabajo se conoce como **trabajo de flujo** o **energía de flujo**, y se requiere para mantener un flujo continuo a través de un volumen de control.

A fin de obtener una relación para el trabajo de flujo, considere un elemento de fluido de volumen V como el que se muestra en la figura 5-11. El fluido corriente arriba fuerza inmediatamente a este elemento de fluido a entrar al volumen de control; por lo tanto, se puede considerar como un émbolo imaginario. Es posible elegir el elemento de fluido lo suficientemente pequeño para que tenga propiedades uniformes en todas partes.

Si la presión de fluido es P y el área de la sección transversal del elemento de fluido es A (Fig. 5-12), la fuerza que aplica el émbolo imaginario sobre el elemento de fluido es

$$F = PA \tag{5-22}$$

Para empujar todo el elemento de fluido en el volumen de control, esta fuerza debe actuar a lo largo de una distancia L. Así, el trabajo realizado al empujar el elemento de fluido por la frontera (es decir, trabajo de flujo) es

$$W_{\text{flujo}} = FL = PAL = P\forall \qquad \text{(kJ)} \tag{5-23}$$

El trabajo de flujo por unidad de masa se obtiene al dividir ambos lados de esta ecuación entre la masa del elemento de fluido:

$$w_{\text{flujo}} = P\upsilon \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{5-24}$$

La relación del trabajo de flujo es la misma si se empuja hacia dentro o hacia fuera del volumen de control (Fig. 5-13).

Es interesante que, a diferencia de otras cantidades de trabajo, el trabajo de flujo se exprese en términos de propiedades. De hecho, es el producto de dos propiedades del fluido; por esta razón algunos lo consideran como una *propiedad de combinación* (como la entalpía) y lo llaman *energía de flujo*, *energía de convección* o *energía de transportación* en lugar de trabajo de flujo. Sin embargo, otros argumentan debidamente que el producto $P\upsilon$ representa energía para fluidos que sólo fluyen, mientras que no representa ninguna forma de energía para sistemas sin flujo (cerrados). Por lo tanto, se debe tratar como trabajo. No es posible decir con certeza cuándo terminará esta controversia, pero es reconfortante saber que ambos argumentos producen el mismo resultado para la ecuación del balance de energía. En los apartados que siguen se considera que la energía de flujo es parte de la energía de un fluido en movimiento, ya que esto simplifica en gran medida el análisis de energía de volúmenes de control.

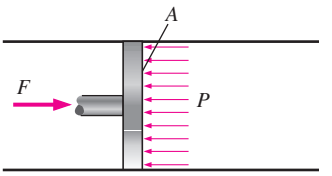


FIGURA 5-12
En ausencia de aceleración, la fuerza que se aplica a un fluido mediante un émbolo es igual a la fuerza que el fluido aplica al émbolo.

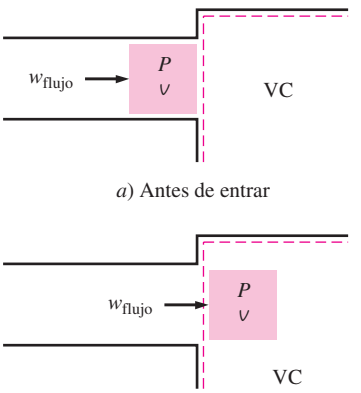


FIGURA 5-13
El trabajo de flujo es la energía necesaria para meter o sacar un fluido de un volumen de control, y es igual a $P\upsilon$.

Energía total de un fluido en movimiento

Como se explicó en el capítulo 2, la energía total de un sistema compresible simple consiste en tres partes: energías interna, cinética y potencial (Fig. 5-14). Por unidad de masa, ésta se expresa como

$$e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{5-25}$$

donde V es la velocidad y z es la elevación del sistema en relación con algún punto externo de referencia.

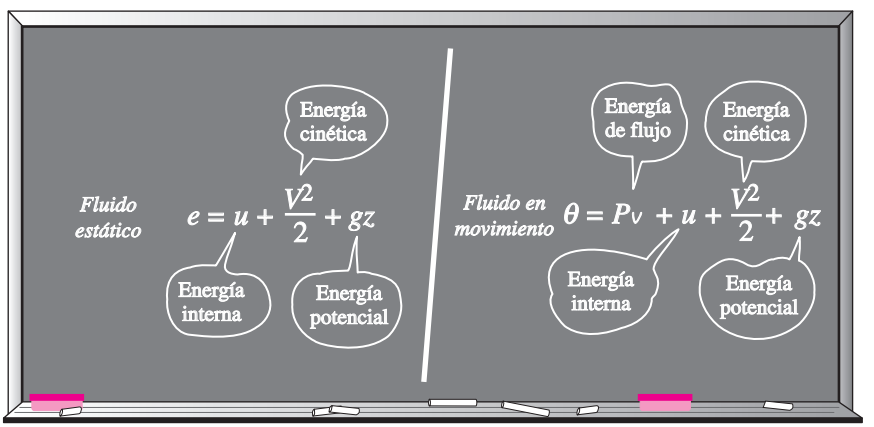


FIGURA 5-14
La energía total está formada por tres partes para un fluido estático y por cuatro partes para un fluido en movimiento.

El fluido que entra o sale de un volumen de control posee una forma adicional de energía, la *energía de flujo* $P\nu$, como ya se explicó. Entonces la energía total de un **fluido en movimiento** por unidad de masa (denotada por θ) es

$$\theta = P\nu + e = P\nu + (u + \text{ec} + \text{ep}) \tag{5-26}$$

Pero la combinación $P\nu + u$ se definió antes como la entalpía h; así que la relación en la ecuación 5-26 se reduce a

$$\theta = h + \text{ec} + \text{ep} = h + \frac{V^2}{2} + gz \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{5-27}$$

Si en lugar de la energía interna se usa la entalpía para representar la energía de un fluido en movimiento, ya no es necesario preocuparse por el trabajo de flujo. La energía relacionada con meter o sacar el fluido del volumen de control se toma en cuenta de modo automático en la entalpía, de hecho ésta es la principal razón para definir la propiedad entalpía. En adelante, la energía de una corriente de fluido que entra o sale de un volumen de control se representa mediante la ecuación 5-27, y no se hará referencia al trabajo de flujo o a la energía de flujo.

Energía transportada por la masa

Como θ es la energía total por unidad de masa, la energía total de un fluido en movimiento de masa m es simplemente $m\theta$, siempre y cuando las propiedades de la masa m sean uniformes. También, cuando una corriente de fluido con propiedades uniformes se mueve a un flujo másico de $\dot{m}$, la tasa de flujo de energía con esa corriente es $\dot{m}\theta$ (Fig. 5-15). Es decir,

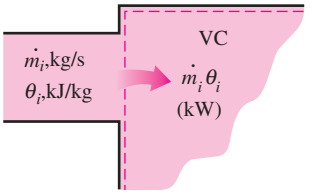


FIGURA 5-15
El producto $\dot{m}_i\theta_i$ es la energía que la masa transporta hacia el volumen de control por unidad de tiempo.

Cantidad de energía transportada:

$$E_{\text{masa}} = m\theta = m\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \qquad (\text{kJ}) \tag{5-28}$$

Tasa de energía transportada:

$$\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}\theta = \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \qquad (\text{kW}) \tag{5-29}$$

Cuando las energías cinética y potencial de una corriente de fluido son insignificantes, como comúnmente sucede, estas relaciones se simplifican $E_{\text{masa}} = mh$ y $\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}h$.

En general, no es fácil determinar la energía total que transporta la masa hacia dentro o hacia fuera del volumen de control, ya que las propiedades de la masa en cada entrada o salida podrían estar cambiando con el tiempo así como en la sección transversal. Por lo tanto, la única forma de determinar la energía transportada que pasa por una abertura como resultado del flujo másico es considerar masas diferenciales suficientemente pequeñas δm que tienen propiedades uniformes y sumar sus energías totales durante el flujo.

De nuevo, como θ es la energía total por unidad de masa, la energía total de un fluido en movimiento de masa δm es $\theta\,\delta m$. Entonces la energía total transportada por la masa mediante una entrada o salida ($m_i\theta_i$ y $m_e\theta_e$) se obtiene a través de la integración. En una entrada, por ejemplo, se convierte en

$$E_{\text{entrada,masa}} = \int_{m_i} \theta_i\,\delta m_i = \int_{m_i} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right)\delta m_i \tag{5-30}$$

La mayor parte de los flujos que se encuentran en la práctica se pueden considerar como estables y unidimensionales; por lo tanto, es posible usar las relaciones simples de las ecuaciones 5-28 y 5-29 para representar la energía que transporta una corriente de fluido.

EJEMPLO 5-3 Energía transportada por la masa

Sale vapor de una olla de presión de 4 L cuya presión de operación es 150 kPa (Fig. 5-16). Se observa que la cantidad de líquido en la olla disminuyó 0.6 L en 40 minutos después de imponerse condiciones estables de operación, y que el área de la sección transversal de la abertura de salida es 8 mm^2. Determine *a*) el flujo másico del vapor y la velocidad de salida, *b*) las energías total y de flujo del vapor por unidad de masa y *c*) la tasa a la cual sale la energía de la olla con el vapor.

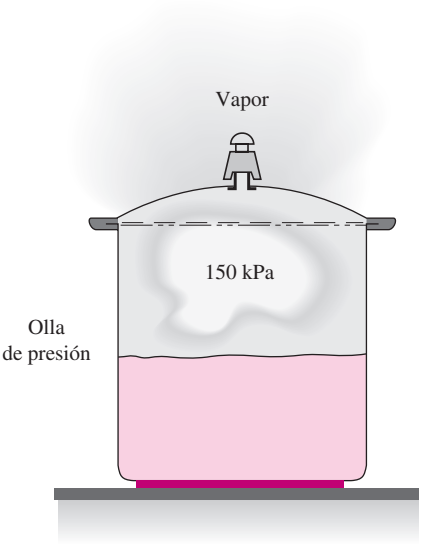


FIGURA 5-16
Esquema para el ejemplo 5-3.

Solución De una olla de presión sale vapor a una presión especificada. Se determinarán la velocidad, el flujo, las energías total y de flujo y la tasa de transferencia de energía por la masa.

Suposiciones **1** El flujo es estable y no se toma en cuenta el periodo de inicio. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes, por lo tanto no se consideran. **3** Todo el tiempo existen condiciones de saturación dentro de la olla, de modo que el vapor sale de ésta como vapor saturado a la presión de la olla.

Propiedades Las propiedades del agua líquida saturada y el vapor de agua a 150 kPa son $v_f = 0.001053\ m^3/kg$, $v_g = 1.1594\ m^3/kg$, $u_g = 2\ 519.2\ kJ/kg$ y $h_g = 2\ 693.1\ kJ/kg$ (Tabla A-5).

Análisis *a*) Una vez establecidas las condiciones estables de operación, existen todo el tiempo condiciones de saturación en una olla de presión; por lo tanto, el líquido tiene las propiedades del líquido saturado y el vapor que sale tiene las del vapor saturado a la presión de operación. La cantidad de líquido que se ha evaporado, el flujo másico del vapor que sale y la velocidad de salida, son

$$m = \frac{\Delta V_{\text{líquido}}}{v_f} = \frac{0.6\ \text{L}}{0.001053\ \text{m}^3/\text{kg}} \left(\frac{1\ \text{m}^3}{1\ 000\ \text{L}}\right) = 0.570\ \text{kg}$$

$$\dot{m} = \frac{m}{\Delta t} = \frac{0.570\ \text{kg}}{40\ \text{min}} = 0.0142\ \text{kg/min} = \mathbf{2.37 \times 10^{-4}\ kg/s}$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_g A_c} = \frac{\dot{m} v_g}{A_c} = \frac{(2.37 \times 10^{-4}\ \text{kg/s})(1.1594\ \text{m}^3/\text{kg})}{8 \times 10^{-6}\ \text{m}^2} = \mathbf{34.3\ m/s}$$

b) Como $h = u + Pv$ y que las energías cinética y potencial no son tomadas en cuenta, las energías de flujo y total del vapor que sale son

$$e_{\text{flujo}} = Pv = h - u = 2\ 693.1 - 2\ 519.2 = \mathbf{173.9\ kJ/kg}$$

$$\theta = h + \text{ec} + \text{ep} \cong h = \mathbf{2\ 693.1\ kJ/kg}$$

Observe que la energía cinética en este caso es ec $= V^2/2 = (34.3\ \text{m/s})^2/2 = 588\ \text{m}^2/\text{s}^2 = 0.588\ \text{kJ/kg}$, la cual es pequeña en comparación con la entalpía.

c) La tasa a la cual la energía sale de la olla por medio de la masa es simplemente el producto del flujo másico y la energía total del vapor saliente por unidad de masa,

$$\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}\theta = (2.37 \times 10^{-4}\ \text{kg/s})(2\ 693.1\ \text{kJ/kg}) = 0.638\ \text{kJ/s} = \mathbf{0.638\ kW}$$

Explicación El valor numérico de la energía que sale de la olla con el vapor no indica mucho porque este valor depende del punto de referencia seleccionado para la entalpía (podría ser negativo). La cantidad importante es la diferencia entre las entalpías del vapor que sale y el líquido que se encuentra dentro (que es h_{fg}), ya que se relaciona de manera directa con la cantidad de energía suministrada a la olla de presión.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 5, SECC. 3, EN EL DVD.

FIGURA 5-17

Muchos sistemas de energía como las centrales eléctricas operan en condiciones estables.

© Vol. 57/PhotoDisc

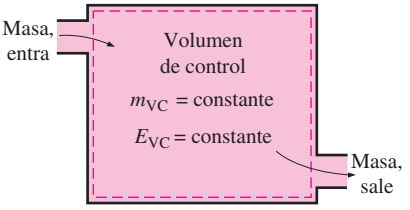


FIGURA 5-18

En condiciones de flujo estable, el contenido de masa y energía de un volumen de control permanecen constantes.

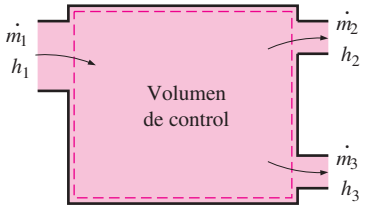


FIGURA 5-19

En condiciones de flujo estable, las propiedades del fluido en una entrada o salida permanecen constantes (no cambian con el tiempo).

5-3 ▪ ANÁLISIS DE ENERGÍA DE SISTEMAS DE FLUJO ESTABLE

Un gran número de dispositivos de ingeniería como turbinas, compresores y toberas funcionan durante largos periodos bajo las mismas condiciones una vez completado el periodo de inicio transitorio y establecida la operación estable; y se clasifican como *dispositivos de flujo estable* (Fig. 5-17). Los procesos en los que se utilizan estos dispositivos se pueden representar razonablemente bien a través de un proceso un tanto idealizado, llamado **proceso de flujo estable**, definido en el capítulo 1 como un *proceso durante el cual un fluido fluye de manera estable por un volumen de control*. Es decir, las propiedades del fluido pueden cambiar de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en cualquier punto permanecen constantes durante todo el proceso. (Recuerde, *estable* significa *ningún cambio con el tiempo*.)

Durante un proceso de flujo estable, ninguna propiedad intensiva o extensiva *dentro del volumen de control* cambia con el tiempo. Por lo tanto, el volumen V, la masa m y el contenido de energía total E del volumen de control permanecen constantes (Fig. 5-18). Como resultado, el trabajo de frontera es cero para sistemas de flujo estable (puesto que V_{VC} = constante), y la masa total o energía que entra al volumen de control debe ser igual a la masa total o energía que sale de él (puesto que m_{VC} = constante y E_{VC} = constante). Estas observaciones simplifican en gran medida el análisis.

Las propiedades del fluido en una entrada o salida permanecen constantes durante un proceso de flujo estable. Sin embargo, las propiedades pueden ser diferentes en entradas y salidas distintas, e incluso podrían variar en la sección transversal de una entrada o salida. No obstante, las propiedades, entre otras la velocidad y la elevación, deben permanecer constantes con el tiempo tanto en un punto fijo como en una entrada o salida. Se deduce entonces que el flujo másico del fluido en una abertura debe permanecer constante durante un proceso de flujo estable (Fig. 5-19). Como una simplificación adicional, las propiedades del fluido en una abertura son comúnmente consideradas uniformes (en algún valor promedio) en la sección transversal. Así, las propiedades del fluido en una entrada o salida pueden ser especificadas por los valores promedio únicos. Asimismo, las interacciones de *calor* o *trabajo* entre un sistema de flujo estable y sus alrededores no cambian con el tiempo. Por lo tanto, la potencia que entrega un sistema y la tasa de transferencia de calor hacia o desde el sistema permanece constante durante un proceso de flujo estable.

El *balance de masa* para un sistema general de flujo estable se dio en la sección 5-1 como

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \qquad \text{(kg/s)} \tag{5-31}$$

El balance de masa para un sistema de flujo estable de corriente única (con sólo una entrada y una salida) se dio como

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \rightarrow \quad \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \tag{5-32}$$

donde los subíndices 1 y 2 denotan los estados de la entrada y la salida, respectivamente, ρ es la densidad, V la velocidad de flujo promedio en la dirección del flujo y A el área de la sección transversal normal a la dirección del flujo.

Durante un proceso de flujo estable, el contenido de energía total de un volumen de control permanece constante (E_{VC} = constante); por lo tanto, el cambio en la energía total del volumen de control es cero ($\Delta E_{VC} = 0$). En consecuencia, la cantidad de energía que entra a un volumen de control en todas las formas (calor, trabajo y masa) debe ser igual a la cantidad de energía

que sale. Entonces, la forma de tasa del balance de energía general se reduce para un proceso de flujo estable a

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{\text{0 (estable)}}{\nearrow} = 0 \qquad \textbf{(5-33)}$$

o bien

Balance de energía:
$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta}\\ \text{de entrada por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta}\\ \text{de salida por calor, trabajo y masa}}} \quad \text{(kW)} \qquad \textbf{(5-34)}$$

En vista de que la energía se puede transferir por calor, trabajo y masa solamente, el balance de energía en la ecuación 5-34 para un sistema general de flujo estable se puede escribir también de manera explícita como

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{entrada}} + \sum_{\text{entrada}} \dot{m}\theta = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{salida}} + \sum_{\text{salida}} \dot{m}\theta \qquad \textbf{(5-35)}$$

o bien

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} + \dot{W}_{\text{entrada}} + \sum_{\text{entrada}} \underbrace{\dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{por cada entrada}} = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{salida}} + \sum_{\text{salida}} \underbrace{\dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{por cada salida}} \qquad \textbf{(5-36)}$$

dado que la energía de un fluido en movimiento por unidad de masa es $\theta = h + \text{ec} + \text{ep} = h + V^2/2 + gz$. La relación del balance de energía para sistemas de flujo estable apareció por vez primera en 1859 en un libro de termodinámica alemán escrito por Gustav Zeuner.

Como ejemplo, considere un calentador eléctrico de agua ordinario en operación estable, como se ilustra en la figura 5-20. Una corriente de agua fría con un flujo másico $\dot{m}$ fluye de forma continua hacia el calentador, mientras otra de agua caliente perteneciente al mismo flujo másico sale continuamente del calentador. El calentador de agua (el volumen de control) está perdiendo calor hacia el aire circundante a una tasa de $\dot{Q}_{\text{salida}}$, y el elemento eléctrico de calentamiento suministra trabajo eléctrico (calentamiento) al agua a una tasa de $\dot{W}_{\text{entrada}}$. Con base en el principio de conservación de la energía se puede decir que la corriente de agua experimenta un incremento en su energía total a medida que fluye por el calentador, lo cual es igual a la energía eléctrica suministrada al agua menos las pérdidas de calor.

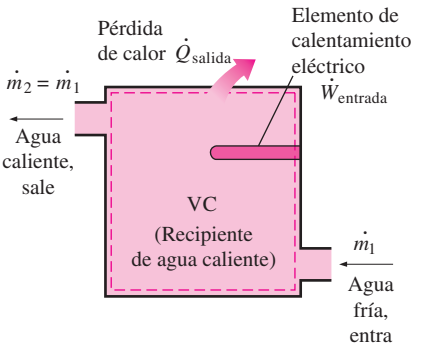


FIGURA 5-20
Un calentador de agua en operación estable.

La relación del balance de energía recién presentada es de naturaleza intuitiva y es fácil de usar cuando se conocen las magnitudes y direcciones de transferencias de calor y trabajo. Sin embargo, cuando se lleva a cabo un estudio analítico general o se debe resolver un problema relacionado con una interacción desconocida de calor o trabajo, se requiere suponer una dirección para las interacciones de éstos. En tales casos, es práctica común suponer que se transferirá calor *hacia el sistema* (entrada de calor) a una tasa $\dot{Q}$, y que se producirá trabajo *por el sistema* (salida de trabajo) a una tasa $\dot{W}$, para después resolver el problema. La primera ley o relación de balance de energía en el caso de un sistema general de flujo estable se convierte en

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\text{salida}} \underbrace{\dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{por cada salida}} - \sum_{\text{entrada}} \underbrace{\dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{por cada entrada}} \qquad \textbf{(5-37)}$$

Obtener una cantidad negativa para $\dot{Q}$ o $\dot{W}$ significa simplemente que la suposición es errónea y se debe invertir. Para dispositivos de una sola corriente, la ecuación del balance de energía de flujo estable es

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right] \qquad \textbf{(5-38)}$$

Al dividir la ecuación 5-38 entre $\dot{m}$ se obtiene el balance de energía por unidad de masa como

$$q - w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \qquad \textbf{(5-39)}$$

donde $q = \dot{Q}/\dot{m}$ y $w = \dot{W}/\dot{m}$ son la transferencia de calor y el trabajo hecho por unidad de masa del fluido de trabajo, respectivamente. Cuando el fluido experimenta cambios insignificantes en sus energías cinética y potencial (es decir, $\Delta ec \cong 0$, $\Delta ep \cong 0$), la ecuación del balance de energía se reduce a

$$q - w = h_2 - h_1 \qquad \textbf{(5-40)}$$

Los distintos términos que aparecen en las ecuaciones anteriores son:

$\dot{Q}$ = **tasa de transferencia de calor entre el volumen de control y sus alrededores**. Cuando el volumen de control está perdiendo calor (como en el caso del calentador de agua), $\dot{Q}$ es negativo. Si el volumen de control está bien aislado (es decir, es adiabático), entonces $\dot{Q} = 0$.

$\dot{W}$ = **potencia**. Para dispositivos de flujo estable, el volumen de control es constante; por lo tanto, no hay trabajo de frontera. El trabajo requerido para meter y sacar masa del volumen de control se toma en cuenta usando las entalpías para la energía de corrientes de fluido en lugar de energías internas. Entonces $\dot{W}$ representa las formas restantes de trabajo por unidad de tiempo (Fig. 5-21). Muchos dispositivos de flujo estable, como turbinas, compresores y bombas transmiten potencia mediante una flecha, y $\dot{W}$ se convierte simplemente en el trabajo de flecha para esos dispositivos. Si la superficie de control es cruzada por alambres eléctricos (como en el caso del calentador eléctrico de agua), $\dot{W}$ representa el trabajo eléctrico hecho por unidad de tiempo. Si ninguno está presente, entonces $\dot{W} = 0$.

$\Delta h = h_2 - h_1$. El cambio de entalpía de un fluido se determina al leer en las tablas los valores de entalpía en los estados de salida y entrada. Para gases ideales, se puede aproximar mediante $\Delta h = c_{p,\text{prom}}(T_2 - T_1)$. Observe que (kg/s)(kJ/kg) $\equiv$ kW.

$\Delta ec = (V_2^2 - V_1^2)/2$. La unidad de energía cinética es m^2/s^2, la cual es equivalente a J/kg (Fig. 5-22). Comúnmente la entalpía se da en kJ/kg. Para sumar estas dos cantidades, la energía cinética se debe expresar en kJ/kg, lo que se lleva a cabo sin dificultad al dividir entre 1 000. Una velocidad de 45 m/s corresponde a una energía cinética de sólo 1 kJ/kg, un valor muy pequeño comparado con los valores de entalpía encontrados en la práctica. Así, se puede ignorar el término de energía cinética a velocidades bajas. Cuando un fluido entra y sale de un dispositivo de flujo estable a más o menos la misma velocidad ($V_1 \cong V_2$), el cambio en la energía cinética es cercano a cero sin importar la velocidad. Sin embargo, se debe tener cuidado a altas velocidades, porque cambios pequeños en estas velocidades pueden causar cambios importantes en la energía cinética (Fig. 5-23).

$\Delta ep = g(z_2 - z_1)$. Para la energía potencial se puede argumentar de manera similar. Un cambio de energía potencial de 1 kJ/kg corresponde a una diferencia de elevación de 102 m; la diferencia de elevación entre la entrada y la salida de la mayor parte de los dispositivos industriales como turbinas y compresores está muy debajo de este valor, por lo que para dichos dispositivos se ignora siempre el término de energía potencial. La única vez que el término de energía potencial cobra relevancia es cuando en el proceso se necesita bombear un fluido a grandes alturas y se tiene interés en la energía de bombeo requerida.

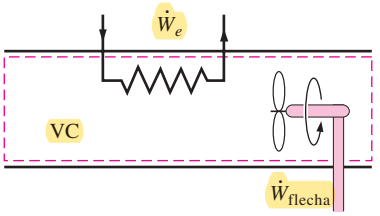


FIGURA 5-21
En operación estable, los trabajos de flecha y eléctrico son las únicas formas de trabajo en un sistema compresible simple.

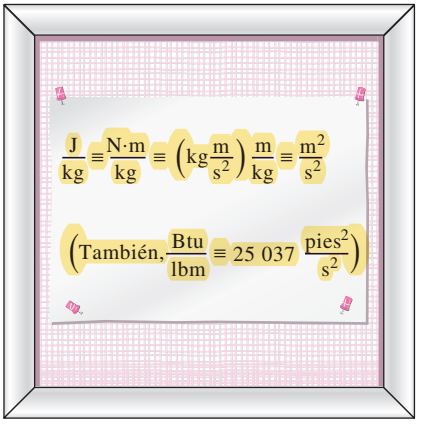

$\frac{J}{kg} \equiv \frac{N \cdot m}{kg} \equiv \left(kg\frac{m}{s^2}\right)\frac{m}{kg} \equiv \frac{m^2}{s^2}$
$\left(\text{También, } \frac{Btu}{lbm} \equiv 25\,037\ \frac{pies^2}{s^2}\right)$

FIGURA 5-22
Las unidades m^2/s^2 y J/kg son equivalentes.

5-4 ▪ ALGUNOS DISPOSITIVOS DE INGENIERÍA DE FLUJO ESTABLE

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 5, SECC. 4, EN EL DVD.

Muchos dispositivos de ingeniería operan en esencia bajo las mismas condiciones durante periodos largos. Por ejemplo, los componentes de una termoeléctrica (turbinas, compresores, intercambiadores de calor y bombas) operan sin parar durante meses antes de detener el sistema para mantenimiento (Fig. 5-24); por lo tanto, pueden ser analizados de manera conveniente como dispositivos de flujo estable.

En esta sección se describen algunos dispositivos comunes de flujo estable y se analizan algunos aspectos termodinámicos del flujo que pasa por ellos. Los principios de conservación de la masa y de conservación de la energía para estos dispositivos se ilustran con ejemplos.

1 Toberas y difusores

Las toberas y los difusores se utilizan generalmente en motores de propulsión a chorro, cohetes, vehículos espaciales e incluso en mangueras de jardín. Una **tobera** es un dispositivo que *incrementa la velocidad de un fluido* a expensas de la presión. Un **difusor** es un dispositivo que *incrementa la presión de un fluido* al desacelerarlo. Es decir, las toberas y los difusores llevan a cabo tareas opuestas. El área de la sección transversal de una tobera disminuye en la dirección de flujo para flujos subsónicos y aumenta para los supersónicos. Lo contrario es cierto para los difusores.

La tasa de transferencia de calor entre el fluido que fluye por una tobera o un difusor y los alrededores es comúnmente muy pequeña ($\dot{Q} \approx 0$) ya que el fluido tiene velocidades altas y por lo tanto no se mantiene suficiente tiempo en el dispositivo como que ocurra alguna transferencia de calor importante. Las toberas y difusores por lo común no tienen que ver con trabajo ($\dot{W} = 0$) y cualquier cambio de energía potencial es insignificante ($\Delta ep \cong 0$). Pero las toberas y los difusores normalmente están relacionados con velocidades muy altas, entonces cuando un fluido pasa por alguno de estos dispositivos experimenta grandes cambios en su velocidad (Fig. 5-25). Por lo tanto, se deben tomar en cuenta los cambios de energía cinética al analizar el flujo por estos dispositivos ($\Delta ec \neq 0$).

V_1 m/s	V_2 m/s	Δec kJ/kg
0	45	1
50	67	1
100	110	1
200	205	1
500	502	1

FIGURA 5-23

A velocidades muy altas, incluso cambios pequeños de velocidad causan cambios importantes en la energía cinética del fluido.

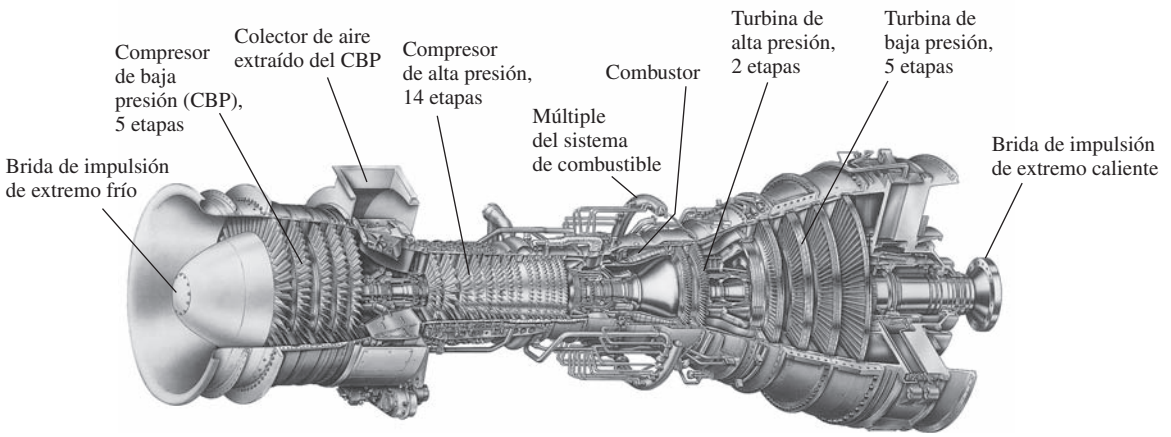

Compresor de baja presión (CBP), 5 etapas
Colector de aire extraído del CBP
Compresor de alta presión, 14 etapas
Combustor
Múltiple del sistema de combustible
Turbina de alta presión, 2 etapas
Turbina de baja presión, 5 etapas
Brida de impulsión de extremo frío
Brida de impulsión de extremo caliente

FIGURA 5-24

Turbina de gas moderna para el funcionamiento en tierra utilizada para la producción de energía eléctrica. Ésta es una turbina General Electric LM5000. Tiene una longitud de 6.2 m, pesa 12.5 toneladas y produce 55.2 MW a 3 600 rpm con inyección de vapor.

Cortesía de GE Power Systems

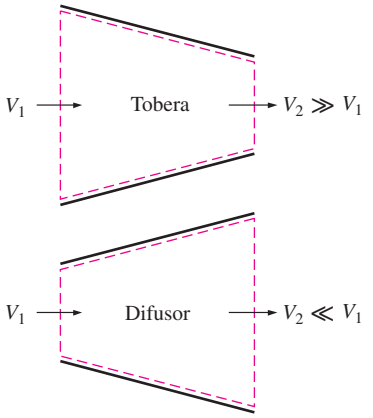


FIGURA 5-25

La forma de toberas y difusores es tal que causan grandes cambios en la velocidad del fluido y, por lo tanto, en la energía cinética.

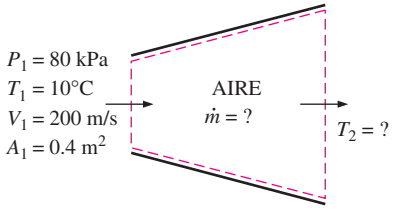


FIGURA 5-26

Esquema para el ejemplo 5-4.

EJEMPLO 5-4 Desaceleración del aire en un difusor

En el difusor de un motor de propulsión entra de forma estable aire a 10°C y 80 kPa, con una velocidad de 200 m/s. El área de entrada al difusor es 0.4 m^2. El aire sale del difusor con una velocidad que es muy pequeña comparada con la velocidad de entrada. Determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la temperatura del aire que sale del difusor.

Solución Al difusor de un motor de propulsión a chorro entra aire en forma permanente a una velocidad especificada. Se determinarán el flujo másico del aire y la temperatura en la salida del difusor.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con el tiempo en algún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** El aire es un gas ideal puesto que está a temperatura alta y presión baja con respecto a sus valores de punto crítico. **3** El cambio de energía potencial es cero, $\Delta ep = 0$. **4** La transferencia de calor es insignificante. **5** La energía cinética en la salida del difusor es insignificante. **6** No hay interacciones de trabajo.

Análisis Se considera al *difusor* como el sistema (Fig. 5-26), el cual es un *volumen de control* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

a) Para determinar el flujo másico, primero es necesario hallar el volumen específico del aire. Esto se determina a partir de la relación de gas ideal en las condiciones de entrada:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(283\ \text{K})}{80\ \text{kPa}} = 1.015\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Entonces,

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{1.015\ \text{m}^3/\text{kg}} (200\ \text{m/s})(0.4\ \text{m}^2) = \mathbf{78.8\ kg/s}$$

Dado que el flujo es estable, el flujo másico a través del difusor permanece constante en este valor.

b) Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía para este sistema de flujo estable se puede expresar en la forma de tasa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{0\ \text{(estable)}}{\longrightarrow} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \quad (\text{puesto que } \dot{Q} \cong 0,\ \dot{W} = 0 \text{ y } \Delta ep \cong 0)$$

$$h_2 = h_1 - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

La velocidad de salida de un difusor comúnmente es pequeña comparada con la velocidad de entrada ($V_2 \ll V_1$); por lo tanto, la energía cinética en la salida es insignificante. La entalpía del aire en la entrada del difusor se determina a partir de la tabla del aire (Tabla A.17) como

$$h_1 = h_{@\ 283\ \text{K}} = 283.14\ \text{kJ/kg}$$

Sustituyendo, se obtiene

$$h_2 = 283.14 \text{ kJ/kg} - \frac{0 - (200 \text{ m/s})^2}{2}\left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 303.14 \text{ kJ/kg}$$

De la tabla A-17, la temperatura correspondiente a este valor de entalpía es

$$T_2 = \mathbf{303 \text{ K}}$$

Explicación Este resultado muestra que la temperatura del aire se incrementa en cerca de 20°C a medida que este fluido se desacelera en el difusor. El aumento de temperatura se debe sobre todo a la conversión de energía cinética en energía interna.

EJEMPLO 5-5 Aceleración de vapor en una tobera

A una tobera cuya área de entrada es 0.2 pie^2 entra en forma permanente vapor a 250 psia y 700°F. El flujo másico de vapor por la tobera es 10 lbm/s. El vapor sale de la tobera a 200 psia con una velocidad de 900 pies/s. Las pérdidas de calor desde la tobera por unidad de masa del vapor se estiman en 1.2 Btu/lbm. Determine *a*) la velocidad de entrada y *b*) la temperatura de salida del vapor.

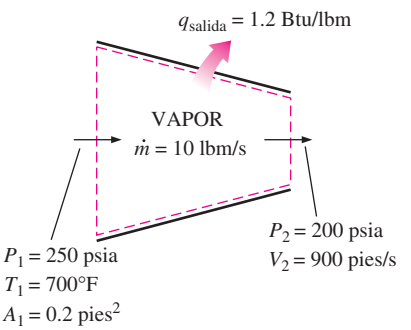


FIGURA 5-26A
Esquema para el ejemplo 5-5.

Solución A una tobera entra vapor en forma permanente a un flujo y velocidad especificados. Se determinarán la velocidad de entrada del vapor y la temperatura de salida.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con el tiempo en algún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** No hay interacciones de trabajo. **3** El cambio de energía potencial es cero, $\Delta ep = 0$.

Análisis Se toma a la *tobera* como el sistema (Fig. 5-26A), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

a) El volumen específico y la entalpía del valor en la entrada de la tobera son

$$\left.\begin{array}{l} P_1 = 250 \text{ psia} \\ T_1 = 700°\text{F} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} v_1 = 2.6883 \text{ pies}^3/\text{lbm} \\ h_1 = 1\,371.4 \text{ Btu/lbm} \end{array} \qquad \text{(Tabla A-6E)}$$

Entonces,

$$\dot{m} = \frac{1}{v_1} V_1 A_1$$

$$10 \text{ lbm/s} = \frac{1}{2.6883 \text{ pies}^3/\text{lbm}} (V_1)(0.2 \text{ pies}^2)$$

$$V_1 = \mathbf{134.4 \text{ pies/s}}$$

b) Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía para este sistema de flujo estable se puede expresar en la forma de tasa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía} \\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{0 \text{ (estable)}}{\nearrow} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \quad \text{(puesto que } \dot{W} = 0 \text{ y } \Delta ep \cong 0\text{)}$$

Al dividir entre el flujo másico $\dot{m}$ y sustituir, h_2 se determina como

$$h_2 = h_1 - q_{\text{salida}} - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

$$= (1\,371.4 - 1.2)\,\text{Btu/lbm} - \frac{(900\ \text{pies/s})^2 - (134.4\ \text{pies/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25\,037\ \text{pies}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 1\,354.4\ \text{Btu/lbm}$$

Entonces,

$$\left.\begin{array}{l} P_2 = 200\ \text{psia} \\ h_2 = 1\,354.4\ \text{Btu/lbm} \end{array}\right\} \quad T_2 = \mathbf{662.0°F} \qquad \text{(Tabla A-6E)}$$

Explicación Observe que la temperatura del vapor disminuye en 38.0°F a medida que pasa por la tobera. Esta disminución de temperatura se debe principalmente a la conversión de energía interna en energía cinética. (La pérdida de calor es demasiado pequeña para causar algún efecto importante en este caso.)

2 Turbinas y compresores

En las centrales eléctricas de vapor, gas o en hidroeléctricas, el dispositivo que impulsa al generador eléctrico es la turbina. A medida que el fluido pasa por ésta se hace trabajo contra las aspas (alabes), las cuales están unidas a la flecha, la cual a su vez gira y la turbina produce trabajo.

Al igual que las bombas y los ventiladores, los compresores son dispositivos que se utilizan para incrementar la presión de un fluido. A estos dispositivos el trabajo se suministra desde una fuente externa a través de un eje giratorio, por lo tanto los compresores requieren entrada de trabajo. Aun cuando estos tres dispositivos funcionan de manera similar, difieren en las tareas que llevan a cabo. Un *ventilador* se usa sobre todo para movilizar un gas y sólo incrementa la presión de éste ligeramente, mientras que un *compresor* es capaz de comprimir el gas a presiones muy altas. Las *bombas* funcionan de manera muy parecida a los compresores excepto que manejan líquidos en lugar de gases.

Note que las turbinas producen potencia mientras que los compresores, bombas y ventiladores requieren entrada de potencia. La transferencia de calor desde las turbinas normalmente es insignificante ($\dot{Q} \approx 0$) ya que normalmente están bien aisladas. La transferencia de calor es también insignificante para los compresores, a menos que haya enfriamiento intencional. Los cambios de energía potencial son insignificantes para todos estos dispositivos ($\Delta ep \cong 0$); mientras que las velocidades, con excepción de turbinas y ventiladores, son demasiado bajas para causar algún cambio importante en su energía cinética ($\Delta ec \cong 0$). Las velocidades de fluido encontradas en la mayor parte de las turbinas son muy altas, por lo que el fluido experimenta un cambio importante en su energía cinética. Sin embargo, este cambio es por lo regular muy pequeño con respecto al cambio de entalpía, por lo tanto no se toma en cuenta.

EJEMPLO 5-6 **Compresión de aire mediante un compresor**

Aire a 100 kPa y 280 K se comprime en régimen permanente hasta 600 kPa y 400 K. El flujo másico del aire es 0.02 kg/s y ocurre una pérdida de calor de 16 kJ/kg durante el proceso. Si se supone que los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, determine la entrada de potencia necesaria al compresor.

Solución Se comprime aire en forma permanente mediante un compresor hasta una temperatura y presión especificadas. Se determinará la entrada de potencia al compresor.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable puesto que no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** El aire es un gas ideal porque está a temperatura alta y presión baja en relación con sus valores de punto crítico. **3** Los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta ec = \Delta ep = 0$.

Análisis Se considera al *compresor* como el sistema (Fig. 5-27), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que solamente hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Asimismo, se pierde calor del sistema y se suministra trabajo al mismo.

Bajo las suposiciones y observaciones expresadas, el balance de energía para este sistema de flujo estable se puede expresar en la forma de tasa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt \overset{0\ (\text{estable})}{\nearrow}}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{W}_{\text{entrada}} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{m}h_2 \qquad (\text{puesto que } \Delta ec = \Delta ep \cong 0)$$

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{m}q_{\text{salida}} + \dot{m}(h_2 - h_1)$$

La entalpía de un gas ideal depende sólo de la temperatura, mientras que las entalpías del aire a las temperaturas especificadas se determinan de la tabla para el aire (Tabla A-17) como

$$h_1 = h_{@\ 280\ \text{K}} = 280.13\ \text{kJ/kg}$$
$$h_2 = h_{@\ 400\ \text{K}} = 400.98\ \text{kJ/kg}$$

Sustituyendo, la entrada de potencia al compresor se determina como

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = (0.02\ \text{kg/s})(16\ \text{kJ/kg}) + (0.02\ \text{kg/s})(400.98 - 280.13)\ \text{kJ/kg}$$
$$= \mathbf{2.74\ kW}$$

Explicación Observe que la entrada de energía mecánica al compresor se manifiesta como un aumento en la entalpía del aire y una pérdida de calor desde el compresor.

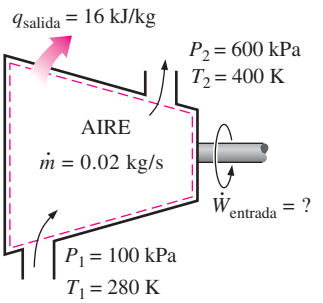


FIGURA 5-27
Esquema para el ejemplo 5-6.

EJEMPLO 5-7 Generación de potencia mediante una turbina de vapor

La salida de potencia de una turbina de vapor adiabática es 5 MW, mientras que las condiciones de entrada y salida del vapor son como se indica en la figura 5-28.

a) Compare las magnitudes de Δh, Δec y Δep.
b) Determine el trabajo hecho por unidad de masa del vapor que fluye por la turbina.
c) Calcule el flujo másico del vapor.

Solución Están dadas las condiciones de entrada y salida de una turbina de vapor, así como su potencia de salida. Se determinarán los cambios en las energías cinética y potencial y la entalpía del vapor, así como el trabajo hecho por unidad de masa y el flujo másico del vapor.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, de modo que $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** El sistema es adiabático, por lo tanto no hay transferencia de calor.

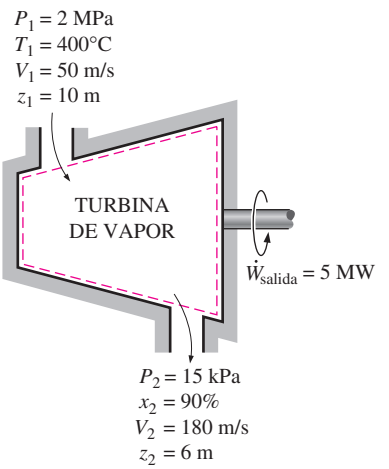


FIGURA 5-28
Esquema para el ejemplo 5-7.

Análisis Se toma a la *turbina* como el sistema, el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, así que $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. También, el sistema realiza trabajo. Se tienen las velocidades de entrada y salida y las elevaciones, entonces hay que considerar las energías cinética y potencial.

a) En la entrada, el vapor está en un estado de vapor sobrecalentado, y su entalpía es

$$\left.\begin{matrix} P_1 = 2\ \text{MPa} \\ T_1 = 400°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_1 = 3\ 248.4\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

En la salida de la turbina, es obvio que se tiene una mezcla saturada líquido-vapor a una presión de 15 kPa. La entalpía en este estado es

$$h_2 = h_f + x_2 h_{fg} = [225.94 + (0.9)(2\ 372.3)]\ \text{kJ/kg} = 2\ 361.01\ \text{kJ/kg}$$

Entonces

$$\Delta h = h_2 - h_1 = (2\ 361.01 - 3\ 248.4)\ \text{kJ/kg} = \mathbf{-887.39\ kJ/kg}$$

$$\Delta \text{ec} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = \frac{(180\ \text{m/s})^2 - (50\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\ 000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = \mathbf{14.95\ kJ/kg}$$

$$\Delta \text{ep} = g(z_2 - z_1) = (9.81\ \text{m/s}^2)[(6 - 10)\ \text{m}]\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\ 000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = \mathbf{-0.04\ kJ/kg}$$

b) El balance de energía para este sistema de flujo estable se puede expresar en la forma de tasa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía} \\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{0\ \text{(estable)}}{\nearrow} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1\right) = \dot{W}_{\text{salida}} + \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2\right) \qquad \text{(dado que } \dot{Q} = 0\text{)}$$

Al dividir entre el flujo másico $\dot{m}$ y sustituir, el trabajo que realiza la turbina por unidad de masa del vapor se determina por

$$w_{\text{salida}} = -\left[(h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right] = -(\Delta h + \Delta \text{ec} + \Delta \text{ep})$$

$$= -[-887.39 + 14.95 - 0.04]\ \text{kJ/kg} = \mathbf{872.48\ kJ/kg}$$

c) El flujo másico requerido para una salida de potencia de 5 MW es

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{\text{salida}}}{w_{\text{salida}}} = \frac{5\ 000\ \text{kJ/s}}{872.48\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{5.73\ kg/s}$$

Explicación De estos resultados se pueden hacer dos observaciones. Una es que el cambio de energía potencial es insignificante en comparación con los cambios de entalpía y de energía interna, lo cual es representativo de la mayor parte de los sistemas de ingeniería. Segunda, como resultado de la baja presión y por ende del alto volumen específico, la velocidad del vapor en la salida de la turbina puede ser muy alta. Sin embargo, el cambio de energía cinética es una pequeña fracción del cambio de entalpía (menos de 2 por ciento en este caso) y, por lo tanto, suele ser ignorado.

3 Válvulas de estrangulamiento

Las válvulas de estrangulamiento son *cualquier clase de dispositivo que restringe el flujo*, lo cual causa una caída de presión importante en el fluido. Algunos ejemplos comunes son válvulas ajustables ordinarias, tubos capilares y tapones porosos (Fig. 5-29). A diferencia de las turbinas, producen una caída de presión sin implicar trabajo. La caída de presión en el fluido suele ir acompañada de una *gran disminución de temperatura*, por esa razón los dispositivos de estrangulamiento son de uso común en aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire. La magnitud de la caída de temperatura (o, a veces, el aumento de temperatura) durante un proceso de estrangulamiento se rige por una propiedad llamada *coeficiente de Joule-Thomson*, analizada en el capítulo 2.

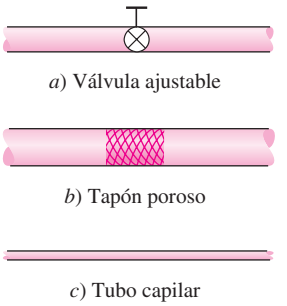


FIGURA 5-29
Las válvulas de estrangulamiento son dispositivos que causan grandes caídas de presión en el fluido.

Las válvulas de estrangulamiento son por lo regular dispositivos pequeños, y se puede suponer que el flujo por ellos es adiabático ($q \cong 0$) puesto que no hay suficiente tiempo ni área suficientemente grande para que ocurra alguna transferencia de calor efectiva. También, no se realiza trabajo ($w = 0$), y el cambio en la energía potencial, si tiene lugar, es muy pequeño ($\Delta ep \cong 0$). Aun cuando la velocidad de salida sea con frecuencia considerablemente mayor que la velocidad de entrada, en muchos casos el incremento de energía cinética es insignificante ($\Delta ec \cong 0$). Entonces la ecuación de conservación de la energía para este dispositivo de flujo estable con una sola corriente se reduce a

$$h_2 \cong h_1 \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{5-41}$$

Es decir, los valores de entalpía en la entrada y la salida de una válvula de estrangulamiento son los mismos. Por esta razón, una válvula de estrangulamiento se denomina a veces *dispositivo isentálpico*. Observe, sin embargo, que para dispositivos de estrangulamiento con grandes áreas de superficie expuestas como en los tubos capilares, la transferencia de calor podría ser importante.

Para comprender mejor de qué manera el estrangulamiento afecta las propiedades del fluido, se expresa la ecuación 5-41 como sigue:

$$u_1 + P_1v_1 = u_2 + P_2v_2$$

o bien,

$$\text{Energía interna} + \text{flujo de energía} = \text{constante}$$

Así, el resultado final de un proceso de estrangulamiento depende de cuál de las dos cantidades se incremente durante el proceso. Si el flujo de energía se incrementa durante el proceso ($P_2v_2 > P_1v_1$), esto se puede hacer a expensas de la energía interna. Como resultado, la energía interna disminuye, lo cual por lo regular va acompañado de una disminución de temperatura. Si se incrementa el producto Pv la energía interna y la temperatura de un fluido se incrementarán durante un proceso de estrangulamiento. En el caso de un gas ideal, $h = h(T)$; por lo tanto la temperatura tiene que permanecer constante durante un proceso de estrangulamiento (Fig. 5-30).

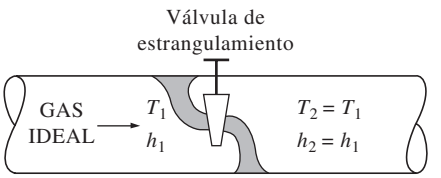


FIGURA 5-30
La temperatura de un gas ideal no cambia durante un proceso de estrangulamiento (h = constante) porque $h = h(T)$.

EJEMPLO 5-8 **Expansión del refrigerante 134a en un refrigerador**

Al tubo capilar de un refrigerador entra refrigerante 134a como líquido saturado a 0.8 MPa, el cual se estrangula a una presión de 0.12 MPa. Determine la calidad del refrigerante en el estado final y la disminución de temperatura durante este proceso.

Solución El refrigerante 134a que entra a un tubo capilar como líquido saturado se hace pasar a través de un dispositivo de estrangulamiento a una presión especificada. Se determinará la calidad del refrigerante y la disminución de temperatura a la salida.

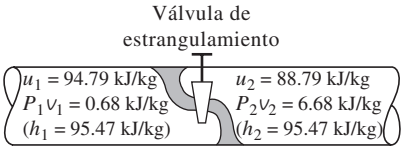


FIGURA 5-31

Durante un proceso de estrangulamiento, la entalpía (energía de flujo + energía interna) de un fluido permanece constante. Pero las energías interna y de flujo se pueden convertir entre sí.

Suposiciones **1** La transferencia de calor desde el tubo es insignificante. **2** El cambio de energía cinética del refrigerante es insignificante.

Análisis Un tubo capilar es un simple dispositivo que restringe el flujo, el cual se emplea comúnmente en refrigeración para causar una gran caída de presión en el refrigerante. El flujo por un tubo capilar es un proceso de estrangulamiento; así, la entalpía del refrigerante permanece constante (Fig. 5-31).

A la entrada: $P_1 = 0.8$ MPa, líquido sat. $\Rightarrow$ $T_1 = T_{\text{sat @ 0.8 MPa}} = 31.31°\text{C}$, $h_1 = h_{f\,@\,0.8\text{ MPa}} = 95.47$ kJ/kg (Tabla A-12)

A la salida: $P_2 = 0.12$ MPa, $(h_2 = h_1)$ $\longrightarrow$ $h_f = 22.49$ kJ/kg, $h_g = 236.97$ kJ/kg, $T_{\text{sat}} = -22.32°\text{C}$

Es evidente que $h_f < h_2 < h_g$; así, el refrigerante sale como una mezcla saturada en el estado de salida. La calidad en este estado es

$$x_2 = \frac{h_2 - h_f}{h_{fg}} = \frac{95.47 - 22.49}{236.97 - 22.49} = \mathbf{0.340}$$

Como el estado de salida es una mezcla saturada a 0.12 MPa, la temperatura de salida debe ser la temperatura de saturación a esta presión, la cual es −22.32°C. Entonces el cambio de temperatura para este proceso es

$$\Delta T = T_2 - T_1 = (-22.32 - 31.31)°\text{C} = \mathbf{-53.63°C}$$

Explicación Observe que la temperatura del refrigerante disminuye en 53.63°C durante este proceso de estrangulamiento, que 34.0 por ciento del refrigerante se evapora durante el proceso, y que la energía necesaria para evaporar este refrigerante se absorbe del mismo refrigerante.

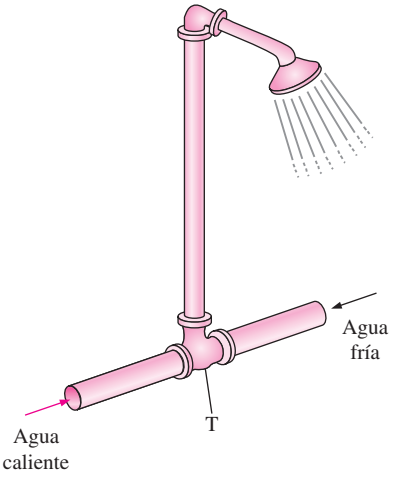


FIGURA 5-32

La tubería en forma de "T" de una regadera ordinaria sirve como cámara de mezclado para las corrientes de agua caliente y fría.

4*a* Cámaras de mezclado

En las aplicaciones de ingeniería, mezclar dos corrientes de fluido no es raro. La sección donde el proceso de mezclado tiene lugar se conoce como **cámara de mezclado**, la cual no tiene que ser exactamente una "cámara". Una tubería ordinaria en forma de "T" o en "Y" de una regadera, por ejemplo, sirve como cámara de mezclado para las corrientes de agua fría y caliente (Fig. 5-32).

El principio de conservación de la masa para una cámara de mezclado requiere que la suma de los flujos másicos entrantes sea igual al flujo másico de la mezcla saliente.

Las cámaras de mezclado por lo regular están bien aisladas ($q \cong 0$) y normalmente no se relacionan con ningún trabajo ($w = 0$). Asimismo, las energías cinética y potencial de las corrientes de fluido son comúnmente insignificantes ($ec \cong 0$, $ep \cong 0$). Entonces lo que queda en la ecuación de la energía son las energías totales de las corrientes entrantes y la mezcla que sale. El principio de conservación de la energía requiere que estas dos sean iguales entre sí; por lo tanto, para este caso la ecuación de conservación de la energía es análoga a la de la conservación de la masa.

EJEMPLO 5-9 Mezclado de agua caliente y fría en una regadera

Se tiene una regadera ordinaria donde se mezclan agua caliente a 140°F y fría a 50°F. Se desea suministrar una corriente estable de agua caliente a 110°F. Determine la relación de los flujos másicos de agua caliente y fría. Suponga que las pérdidas de calor desde la cámara de mezclado son insignificantes y que el mezclado ocurre a una presión de 20 psia.

Solución En una regadera se mezclan agua fría y caliente a una temperatura especificada. Se determinará la relación de los flujos másicos tanto del agua caliente como de la fría para una temperatura especificada.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes, ec $\cong$ ep $\cong$ 0. **3** Las pérdidas de calor desde el sistema son insignificantes, por lo tanto $\dot{Q} \cong 0$. **4** No hay interacción de trabajo.

Análisis Se toma a la *cámara de mezclado* como el sistema (Fig. 5-33), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que hay dos entradas y una salida.

Bajo estas suposiciones y observaciones, los balances de masa y energía para este sistema de flujo estable se pueden expresar en forma de tasa como:

$$\textit{Balance de masa:} \quad \dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = \underbrace{dm_{\text{sistema}}/dt}_{0 \text{ (estable)}} = 0$$

$$\dot{m}_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{salida}} \rightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\textit{Balance de energía:} \quad \underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía} \\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad (0 \text{ (estable)}) = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (\text{puesto que } \dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0, \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

Combinando los balances de energía y masa,

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Al dividir esta ecuación entre $\dot{m}_2$ se obtiene

$$y h_1 + h_2 = (y + 1) h_3$$

donde $y = \dot{m}_1/\dot{m}_2$ es la relación de flujo másico deseada.

La temperatura de saturación del agua a 20 psia es 227.92°F. Como las temperaturas de las tres corrientes están por abajo de este valor ($T < T_{sat}$), el agua en las tres corrientes existe como un líquido comprimido (Fig. 5-34), el cual se puede aproximar como uno saturado a la temperatura dada. Así,

$$h_1 \cong h_{f\,@\,140°\text{F}} = 107.99 \text{ Btu/lbm}$$
$$h_2 \cong h_{f\,@\,50°\text{F}} = 18.07 \text{ Btu/lbm}$$
$$h_3 \cong h_{f\,@\,110°\text{F}} = 78.02 \text{ Btu/lbm}$$

Al despejar y, y sustituir, se obtiene

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{78.02 - 18.07}{107.99 - 78.02} = \mathbf{2.0}$$

Explicación El flujo másico del agua caliente debe ser el doble del flujo másico de agua fría para que la mezcla salga a 110°F.

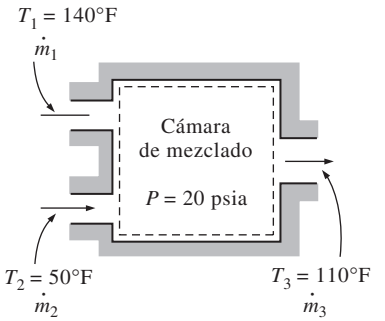


FIGURA 5-33
Esquema para el ejemplo 5-9.

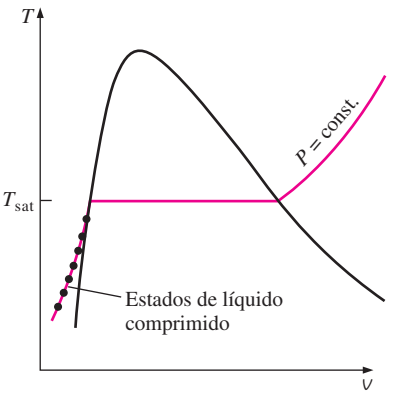


FIGURA 5-34
Una sustancia existe como un líquido comprimido a temperaturas por debajo de la temperatura de saturación a la presión dada.

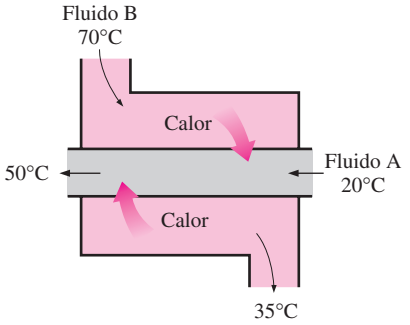


FIGURA 5-35
Un intercambiador de calor puede ser tan simple como dos tuberías concéntricas.

4*b* Intercambiadores de calor

Como su nombre indica, los **intercambiadores de calor** son dispositivos donde dos corrientes de fluido en movimiento intercambian calor sin mezclado. Los intercambiadores de calor se usan ampliamente en varias industrias y su diseño es variado.

La forma más simple de un intercambiador de calor es un *intercambiador de calor de tubo doble* (conocido también como de *tubo y coraza*), el cual se muestra en la figura 5-35 y que se compone de dos tubos concéntricos de diámetros distintos. Un fluido corre por el tubo interno mientras otro lo hace en el espacio anular entre ambos tubos. El calor se transfiere del fluido caliente al frío a través de la pared que los separa. Algunas veces el tubo interno tiene un par de vueltas dentro de la coraza para aumentar el área de transferencia de calor y, por consiguiente, la tasa de transferencia de calor. Las cámaras de mezclado analizadas antes se clasifican a veces como intercambiadores de calor de *contacto directo*.

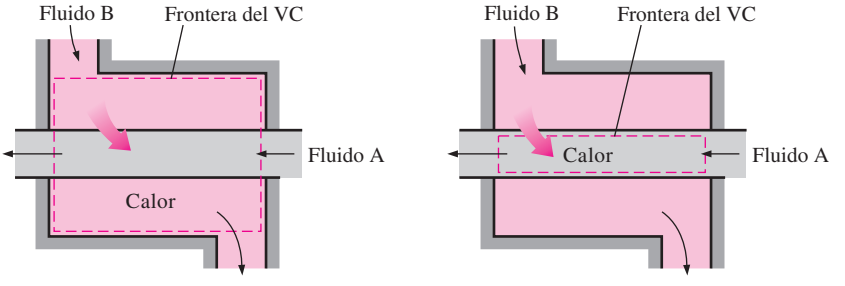
El principio de conservación de la masa para un intercambiador de calor que opera de forma estable requiere que la suma de los flujos másicos de entrada sea igual a la suma de los flujos másicos que salen. Este principio se puede expresar también como sigue: *en operación estable, el flujo másico de cada corriente de fluido que fluye por un intercambiador de calor permanece constante*.

Los intercambiadores de calor comúnmente no tienen que ver con interacciones de trabajo ($w = 0$) y los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes ($\Delta ec \cong 0$, $\Delta ep \cong 0$) para cada corriente de fluido. La tasa de transferencia de calor relacionada con los intercambiadores de calor depende de cómo se selecciona el volumen de control. Los intercambiadores de calor están diseñados para transferencia de calor entre dos fluidos *dentro* del dispositivo, por lo que normalmente la coraza externa está bien aislada para evitar cualquier pérdida de calor hacia el medio circundante.

Cuando todo el intercambiador de calor se selecciona como el volumen de control, $\dot{Q}$ se vuelve cero porque la frontera para este caso queda justo debajo del aislamiento y poco o nada de calor la cruza (Fig. 5-36). Sin embargo, si únicamente se selecciona un fluido como el volumen de control, entonces el calor cruzará esta frontera y pasa de un fluido a otro, y $\dot{Q}$ no será cero. De hecho, $\dot{Q}$ en este caso será la tasa de transferencia de calor entre los dos fluidos.

EJEMPLO 5-10 Enfriamiento del refrigerante 134a con agua

Refrigerante 134a se va a enfriar con agua en un condensador. El refrigerante entra al dispositivo con un flujo másico de 6 kg/min a 1 MPa y 70°C, y sale a 35°C. El agua de enfriamiento entra a 300 kPa y 15°C y sale a 25°C. Sin



a) Sistema: intercambiador de calor completo ($Q_{VC} = 0$)

b) Sistema: fluido A ($Q_{VC} \neq 0$)

FIGURA 5-36
La transferencia de calor relacionada con un intercambiador de calor puede ser cero o distinta de cero dependiendo de cómo se elija el volumen de control.

considerar las caídas de presión, determine *a*) el flujo másico de agua de enfriamiento requerido y *b*) la tasa de transferencia de calor desde el refrigerante hacia el agua.

Solución Refrigerante 134a se enfría en un condensador por medio de una corriente de agua. Se determinará el flujo másico del agua de enfriamiento y la tasa de transferencia de calor del refrigerante hacia el agua.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes, ec $\cong$ ep $\cong 0$. **3** Las pérdidas de calor desde el sistema son insignificantes, así que $\dot{Q} \cong 0$. **4** No hay interacción de trabajo.

Análisis Se toma *todo el intercambiador de calor* como el sistema (Fig. 5-37), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. En general, cuando se trata de dispositivos de flujo estable con varias corrientes hay varias posibilidades de selección del volumen de control, y la elección apropiada depende de la situación que se plantea. Se observa que hay dos corrientes de fluido (por lo tanto dos entradas y dos salidas) pero sin mezclado.

a) Bajo estas suposiciones y observaciones, los balances de masa y energía para este sistema de flujo estable se pueden expresar en forma de tasa como:

Balance de masa: $\dot{m}_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{salida}}$

para cada corriente de fluido puesto que no hay mezclado. Así,

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_w$$
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R$$

Balance de energía:
$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} = \overbrace{0 \text{ (estable)}}^{} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (\text{dado que } \dot{Q} \cong 0, \dot{W} = 0, \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

La combinación de los balances de masa y energía da

$$\dot{m}_w(h_1 - h_2) = \dot{m}_R(h_4 - h_3)$$

Ahora es necesario determinar las entalpías en los cuatro estados. El agua existe como un líquido comprimido en la entrada y la salida ya que las temperaturas en ambos lugares están por abajo de la temperatura de saturación del agua a 300 kPa (133.52°C). Considerando el líquido comprimido como uno saturado a las temperaturas dadas, se tiene

$$\left.\begin{aligned} h_1 &\cong h_{f\,@\,15^\circ\text{C}} = 62.982 \text{ kJ/kg} \\ h_2 &\cong h_{f\,@\,25^\circ\text{C}} = 104.83 \text{ kJ/kg} \end{aligned}\right\} \quad \text{(Tabla A-4)}$$

El refrigerante entra al condensador como un vapor sobrecalentado y sale como líquido comprimido a 35°C. De las tablas del refrigerante,

$$\left.\begin{aligned} P_3 &= 1 \text{ MPa} \\ T_3 &= 70^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad h_3 = 303.85 \text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-13)}$$

$$\left.\begin{aligned} P_4 &= 1 \text{ MPa} \\ T_4 &= 35^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad h_4 \cong h_{f\,@\,35^\circ\text{C}} = 100.87 \text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-11)}$$

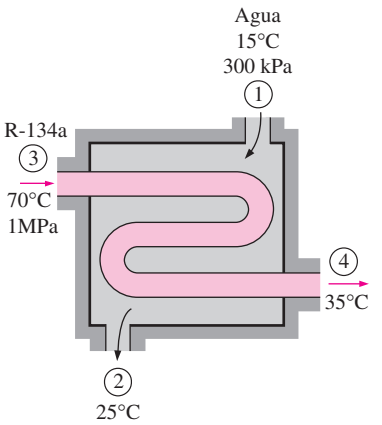


FIGURA 5-37
Esquema para el ejemplo 5-10.

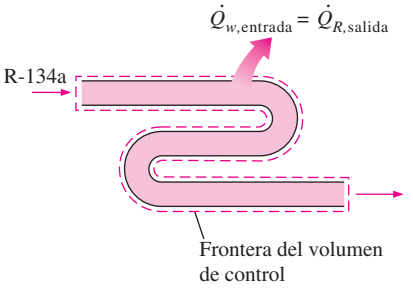


FIGURA 5-38

En un intercambiador de calor, la transferencia de calor depende de la elección del volumen de control.

Al sustituir, se encuentra

$$\dot{m}_w(62.982 - 104.83)\ \text{kJ/kg} = (6\ \text{kg/min})[(100.87 - 303.85)\ \text{kJ/kg}]$$

$$\dot{m}_w = \mathbf{29.1\ kg/min}$$

b) Para determinar la transferencia de calor del refrigerante hacia el agua se tiene que elegir un volumen de control cuya frontera yace sobre la trayectoria de transferencia de calor. Se puede elegir el que ocupa cualquier fluido como el volumen de control. Por ninguna razón en particular, aquí se eligió el volumen que ocupa el agua. Se aplican todas las suposiciones expresadas antes, excepto que la transferencia de calor ya no es cero. Entonces, suponiendo que se va a transferir calor hacia el agua, el balance de energía para este sistema de flujo estable de una sola corriente se reduce a

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía neta}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} = 0 \quad (\text{0 (estable)})$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{Q}_{w,\text{ entrada}} + \dot{m}_w h_1 = \dot{m}_w h_2$$

Después de reordenar y sustituir, se obtiene,

$$\dot{Q}_{w,\text{ entrada}} = \dot{m}_w(h_2 - h_1) = (29.1\ \text{kg/min})[(104.83 - 62.982)\ \text{kJ/kg}]$$

$$= \mathbf{1\,218\ kJ/min}$$

Explicación Si se hubiera elegido el volumen que ocupa el refrigerante como el de control (Fig. 5-38), se habría obtenido el mismo resultado para $\dot{Q}_{R,\text{salida}}$ ya que el calor que gana el agua es igual al calor que pierde el refrigerante.

FIGURA 5-39

Las pérdidas de calor desde un fluido en movimiento por una tubería o ducto aislado hacia el ambiente más frío podrían ser significativas.

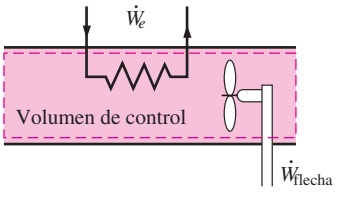


FIGURA 5-40

El flujo por una tubería o ducto podría implicar más de una forma de trabajo al mismo tiempo.

5 Flujo en tuberías y ductos

La transportación de líquidos o gases en tuberías y ductos es de gran importancia en muchas aplicaciones de ingeniería. El flujo por una tubería o ducto comúnmente satisface las condiciones de flujo estable, de manera que se puede analizar como un proceso de flujo estable. Por supuesto, esto excluye los periodos transitorios de arranque y paro. La selección del volumen de control puede coincidir con la superficie interior de la porción de la tubería o ducto que se desea analizar.

En condiciones normales de operación, la cantidad de calor que gana o pierde el fluido puede ser muy significativa, en particular si la longitud de la tubería o ducto es grande (Fig. 5-39). En algunas ocasiones es deseable la transferencia de calor y es el único propósito que tiene el flujo. Algunos ejemplos de esto son el agua que fluye por las tuberías del horno de una planta de energía, el refrigerante que lo hace por un congelador y el flujo en los intercambiadores de calor. Otras veces la transferencia de calor es poco deseable y las tuberías o ductos se aíslan para evitar cualquier pérdida o ganancia de calor, en particular cuando la diferencia de temperatura entre el fluido que corre y los alrededores es grande. La transferencia de calor en este caso es insignificante.

Si en el volumen de control hay una sección de calentamiento (alambres eléctricos), un ventilador o una bomba (flecha), se deben considerar las interacciones de trabajo (Fig. 5-40), de las que el trabajo del ventilador por lo general es pequeña y con frecuencia se ignora en el análisis de energía.

Las velocidades de flujo en ductos y tuberías son relativamente bajas, por lo que los cambios de energía cinética normalmente son insignificantes. Esto es cierto particularmente cuando el diámetro de la tubería o el ducto es constante y es posible ignorar los efectos de calentamiento. Sin embargo, los cambios de energía cinética pueden ser importantes para el flujo de gas en ductos con áreas de sección transversal variable, sobre todo cuando son significativos los efectos de compresibilidad. El término de energía potencial también puede cobrar relevancia cuando el fluido experimenta un cambio de elevación considerable a medida que fluye por una tubería o ducto.

EJEMPLO 5-11 Calentamiento eléctrico de aire en una casa

Los sistemas de calentamiento eléctricos usados en muchas casas consisten en un simple ducto con calentadores de resistencia, en los que el aire se calienta cuando fluye sobre alambres de resistencia. Considere un sistema de calefacción eléctrico de 15 kW donde el aire entra a la sección de calentamiento a 100 kPa y 17°C con un flujo volumétrico de 150 m^3/min. Si en el ducto el aire pierde calor hacia los alrededores a una tasa de 200 W, determine la temperatura de salida del aire.

Solución Se tiene el sistema de calefacción de una casa. La temperatura de salida del aire se determinará para el consumo de potencia eléctrica y el flujo de aire.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con el tiempo en ningún punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$ y $\Delta E_{VC} = 0$. **2** El aire es un gas ideal porque está a una temperatura alta y presión baja en relación con sus valores de punto crítico. **3** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, $\Delta ec \cong \Delta ep \cong 0$. **4** Para el aire se pueden usar calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Análisis Se considera a la *porción de sección de calentamiento del ducto* como el sistema (Fig. 5-41), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida y, por consiguiente, $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. También, se pierde calor desde el sistema y se suministra trabajo eléctrico al mismo.

A las temperaturas encontradas en aplicaciones de calentamiento y sistemas de aire acondicionado, Δh se puede reemplazar por $c_p\,\Delta T$ donde $c_p = 1.005$ kJ/kg · °C, el valor a temperatura ambiente, con error insignificante (Fig. 5-42). Entonces el balance de energía para este sistema de flujo estable se puede expresar en forma de tasa como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \overset{0\ \text{(estable)}}{\longrightarrow} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{W}_{e,\text{entrada}} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{m}h_2 \quad (\text{dado que } \Delta ec \cong \Delta ep \cong 0)$$

$$\dot{W}_{e,\text{entrada}} - \dot{Q}_{\text{salida}} = \dot{m}c_p(T_2 - T_1)$$

De la relación de gas ideal, el volumen específico del aire en la entrada del ducto es

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(290\ \text{K})}{100\ \text{kPa}} = 0.832\ \text{m}^3/\text{kg}$$

El flujo másico del aire por el ducto se determina a partir de

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{150\ \text{m}^3/\text{min}}{0.832\ \text{m}^3/\text{kg}}\left(\frac{1\ \text{min}}{60\ \text{s}}\right) = 3.0\ \text{kg/s}$$

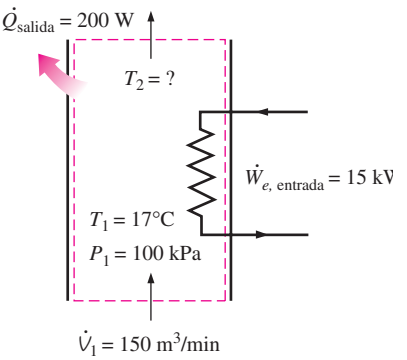


FIGURA 5-41
Esquema para el ejemplo 5-11.

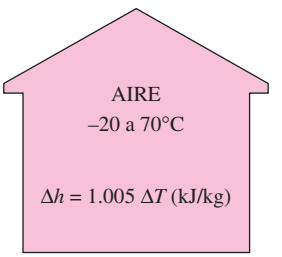


FIGURA 5-42
El error relacionado con $\Delta h = c_p\,\Delta T$, donde $c_p = 1.005$ kJ/kg · °C, es menor que 0.5 por ciento para el aire en el intervalo de temperatura entre −20 a 70°C.

Al sustituir las cantidades conocidas, la temperatura de salida del aire se determina como

$$(15\ \text{kJ/s}) - (0.2\ \text{kJ/s}) = (3\ \text{kg/s})(1.005\ \text{kJ/kg}\cdot°\text{C})(T_2 - 17)°\text{C}$$

$$T_2 = \mathbf{21.9°C}$$

Explicación Observe que la transferencia de calor desde el ducto reduce la temperatura de salida del aire.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 5, SECC. 5, EN EL DVD.

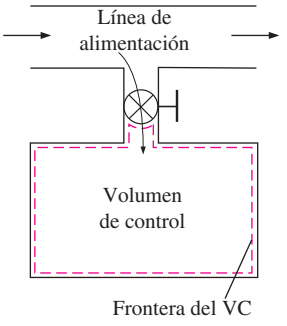


FIGURA 5-43

La carga de un recipiente rígido desde una línea de suministro es un proceso de flujo inestable porque tiene relación con cambios en el volumen de control.

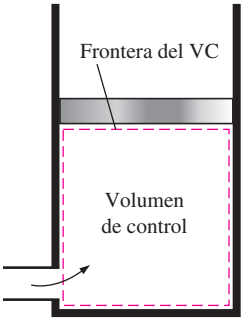


FIGURA 5-44

La forma y el tamaño de un volumen de control podrían cambiar durante un proceso de flujo inestable.

5-5 ▪ ANÁLISIS DE PROCESOS DE FLUJO INESTABLE

Durante un proceso de flujo estable no ocurren cambios dentro del volumen de control; por esto, no hay que preocuparse de lo que sucede dentro de las fronteras. No tener que preocuparse de ningún cambio dentro del volumen de control, con el tiempo simplifica en gran medida el análisis.

Sin embargo, muchos procesos en los que se tiene interés tienen que ver con *cambios* dentro del volumen de control con tiempo. Esta clase de procesos se conocen como de *flujo inestable* o *flujo transitorio*. Obviamente, las relaciones de flujo estable desarrolladas antes no son aplicables a estos procesos. Cuando se analiza un proceso de flujo inestable es importante estar al tanto del contenido de masa y energía del volumen de control, así como de las interacciones de energía a través de la frontera.

Algunos procesos comunes de flujo inestable son, por ejemplo, la carga de recipientes rígidos desde líneas de suministro (Fig. 5-43), la descarga de un fluido desde un recipiente presurizado, la propulsión de una turbina de gas con aire a presión almacenado en un gran contenedor, el inflado de llantas o globos e incluso la cocción con una olla de presión ordinaria.

A diferencia de los procesos de flujo estable, los procesos de flujo inestable comienzan y terminan en algún tiempo finito en lugar de continuar indefinidamente. Por lo tanto, en esta sección se abordan los cambios que ocurren en algún intervalo de tiempo Δt en lugar de con la tasa de cambios (cambios por unidad de tiempo). En algunos aspectos un sistema de flujo inestable es similar a un sistema cerrado, excepto porque la masa dentro de las fronteras del sistema no permanece constante durante un proceso.

Otra diferencia entre sistemas de flujo estable e inestable es que los primeros son fijos en espacio, tamaño y forma, pero los segundos no (Fig. 5-44), sino que normalmente son estacionarios; es decir, están fijos en el espacio, pero pueden tener fronteras móviles y por lo tanto trabajo de frontera.

El *balance de masa* para cualquier sistema que experimenta algún proceso se puede expresar como (*véase* sección 5-1).

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \quad (\text{kg}) \qquad \textbf{(5-42)}$$

donde $\Delta m_{\text{sistema}} = m_{\text{final}} - m_{\text{inicial}}$ es el cambio en la masa del sistema. Para volúmenes de control, también se puede expresar de manera más explícita como

$$m_i - m_e = (m_2 - m_1)_{\text{VC}} \qquad \textbf{(5-43)}$$

donde i = entrada, e = salida, 1 = estado inicial y 2 = estado final del volumen de control. Con frecuencia uno o más términos de la ecuación anterior son cero. Por ejemplo, $m_i = 0$ si durante el proceso no entra masa al volumen

de control, $m_e = 0$ si no sale masa y $m_1 = 0$ si al inicio se evacua el volumen de control.

El contenido de energía de un volumen de control cambia con el tiempo durante un proceso de flujo estable, y la magnitud de este cambio depende de la cantidad de transferencia de energía como calor y trabajo a través de las fronteras del sistema, así como de la cantidad de energía que transporta la masa dentro y fuera del volumen de control durante el proceso. Al analizar un proceso de flujo inestable se debe mantener un registro del contenido de energía del volumen de control así como de las energías de las corrientes de flujo que entran y salen.

El balance de energía general se dio antes como

$$\textit{Balance de energía:} \quad \underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \quad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(5-44)}$$

El proceso general de flujo inestable es comúnmente difícil de analizar porque las propiedades de la masa en las entradas y salidas pueden cambiar durante un proceso. Sin embargo, la mayor parte de los procesos de flujo inestable se pueden representar razonablemente bien mediante **procesos de flujo uniforme**, en los que se utiliza la siguiente idealización: *el flujo de fluido en cualquier entrada o salida es uniforme y estable; por lo tanto, las propiedades del fluido no cambian con el tiempo o con la posición en la sección transversal de una entrada o salida. Si cambian, se promedian y se tratan como constantes para todo el proceso.*

Observe que a diferencia de los sistemas de flujo estable, el estado de uno inestable podría cambiar con el tiempo; y que el estado de la masa que sale del volumen de control en cualquier instante es el mismo que el de la masa en el volumen de control en ese instante. Las propiedades iniciales y finales del volumen de control se pueden determinar con base en los estados inicial y final especificados por completo mediante dos propiedades intensivas independientes para sistemas compresibles simples.

Entonces, el balance de energía para un sistema de flujo uniforme se puede expresar de forma explícita como

$$\left(Q_{\text{entrada}} + W_{\text{entrada}} + \sum_{\text{entrada}} m\theta\right) - \left(Q_{\text{salida}} + W_{\text{salida}} + \sum_{\text{salida}} m\theta\right) = (m_2 e_2 - m_1 e_1)_{\text{sistema}} \qquad \textbf{(5-45)}$$

donde $\theta = h + \text{ec} + \text{ep}$ es la energía de una corriente de fluido en alguna entrada o salida por unidad de masa, y $e = u + \text{ec} + \text{ep}$ es la energía en el fluido estático dentro del volumen de control por unidad de masa. Cuando los cambios de energía cinética y potencial relacionados con el volumen de control y las corrientes de fluido son insignificantes, como normalmente sucede, el balance de energía anterior se simplifica a

$$Q - W = \sum_{\text{salida}} mh - \sum_{\text{entrada}} mh + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{\text{sistema}} \qquad \textbf{(5-46)}$$

donde $Q = Q_{\text{neto,entrada}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}$ es la entrada neta de calor y $W = W_{\text{neto,salida}} = W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}}$ es la salida neta de trabajo. Note que si no entra ni sale masa del volumen de control durante un proceso ($m_i = m_e = 0$ y $m_1 = m_2 = m$), esta ecuación se reduce a la relación del balance de energía para sistemas cerrados (Fig. 5-45). Observe también que en un sistema de flujo inestable puede haber trabajo de frontera así como trabajo eléctrico y de flecha (Fig. 5-46).

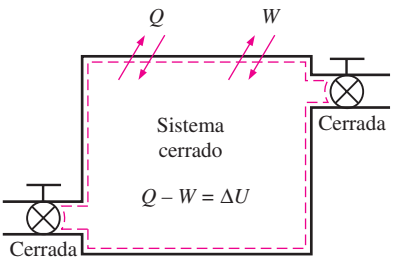


FIGURA 5-45
La ecuación de la energía de un sistema de flujo uniforme se reduce a la de un sistema cerrado cuando todas las entradas y salidas están cerradas.

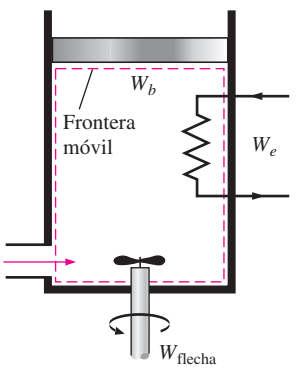


FIGURA 5-46
En un sistema de flujo uniforme podría haber al mismo tiempo trabajos eléctrico, de flecha y de frontera.

Aunque los procesos de flujo estable y flujo uniforme son un poco idealizados, muchos procesos reales se pueden aproximar razonablemente bien mediante uno de éstos con resultados satisfactorios. El grado de satisfacción depende de la precisión deseada y el grado de validez de las suposiciones hechas.

EJEMPLO 5-12 Carga de recipiente rígido con vapor

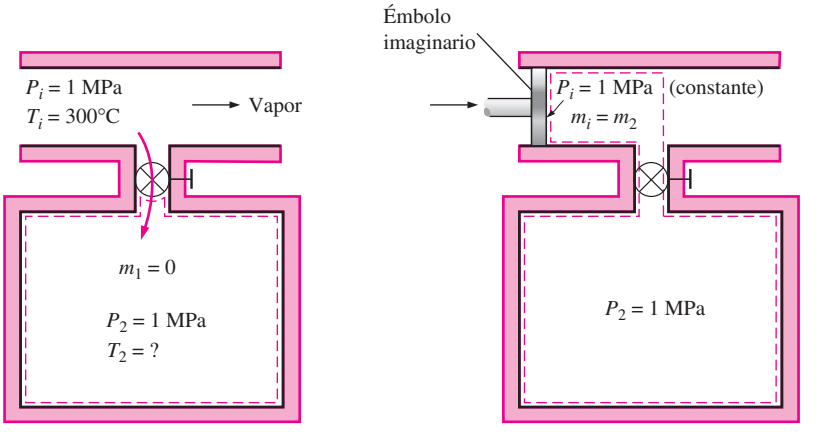
Un recipiente rígido, aislado, que al inicio se evacua está conectado mediante una válvula a una línea de suministro que lleva vapor a 1 MPa y 300°C. Se abre la válvula y se permite que el vapor fluya de manera lenta al recipiente hasta que la presión alcanza 1 MPa, punto en el que se cierra la válvula. Determine la temperatura final del vapor en el recipiente.

Solución Se abre una válvula que conecta un recipiente inicialmente evacuado a una línea de vapor, y éste fluye hasta que la presión interna aumenta hasta alcanzar el nivel de presión de la línea. Se determinará la temperatura final en el recipiente.

Suposiciones **1** Este proceso se puede analizar como un *proceso de flujo uniforme* porque las propiedades del vapor que entra al volumen de control permanecen constantes durante todo el proceso. **2** Las energías cinética y potencial de las corrientes son insignificantes, $ec \cong ep \cong 0$. **3** El recipiente es estacionario, por consiguiente sus cambios de energía cinética y potencial son cero; es decir, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E_{sistema} = \Delta U_{sistema}$. **4** No hay interacciones de trabajo de frontera, eléctrico o de flecha. **5** El recipiente está bien aislado, por lo tanto no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma al *recipiente* como el sistema (Fig. 5-47), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que éste es un proceso de flujo inestable ya que los cambios ocurren dentro del volumen de control. Al inicio se evacua el volumen de control, así que $m_1 = 0$ y $m_1u_1 = 0$. También, se observa que para el flujo de masa hay una entrada y ninguna salida.

En vista de que las energías microscópicas de los fluidos en movimiento y estático se representan mediante la entalpía h y la energía interna u, respectivamente, los balances de masa y energía para este sistema de flujo uniforme se pueden expresar como



a) Flujo de vapor hacia un recipiente evacuado

b) Equivalencia del sistema cerrado

FIGURA 5-47

Esquema para el ejemplo 5-12.

Balance de masa: $m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \rightarrow m_i = m_2 - \cancel{m_1}^{\,0} = m_2$

Balance de energía: $\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia de energía}\\ \text{neta por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$

$$m_i h_i = m_2 u_2 \quad (\text{dado que } W = Q = 0, \text{ec} \cong \text{ep} \cong 0, m_1 = 0)$$

De la combinación de los balances de masa y energía, se obtiene

$$u_2 = h_i$$

Es decir, la energía interna final del vapor en el recipiente es igual a la entalpía del vapor que entra al recipiente. La entalpía del vapor en el estado de entrada es

$$\left.\begin{array}{l} P_i = 1 \text{ MPa} \\ T_i = 300°\text{C} \end{array}\right\} \quad h_i = 3\,051.6 \text{ kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

que es igual a u_2. Como se conocen dos propiedades en el estado final, éste se encuentra fijo y su temperatura se determina de la misma tabla como

$$\left.\begin{array}{l} P_2 = 1 \text{ MPa} \\ u_2 = 3\,051.6 \text{ kJ/kg} \end{array}\right\} \quad T_2 = \mathbf{456.1°C}$$

Explicación Note que la temperatura del vapor en el recipiente se incrementó en 156.1°C, resultado que puede sorprender al principio, y del que es posible preguntarse de dónde salió la energía para aumentar la temperatura del vapor. La respuesta se encuentra en el término entalpía $h = u + Pv$. Parte de la energía que representa la entalpía es la energía de flujo Pv, la cual se convierte en energía interna sensible una vez que deja de existir el flujo en el volumen de control; esto se muestra como un aumento de temperatura (Fig. 5-48).

Solución alternativa También es posible resolver este problema si se considera la región dentro del recipiente y la masa destinada a entrar al recipiente como un sistema cerrado, como se ilustra en la figura 5-47*b*. Puesto que ninguna masa cruza las fronteras, es apropiado considerar esto como un sistema cerrado.

Durante el proceso, la corriente ascendente de vapor (el émbolo imaginario) empujará al vapor encerrado en la línea de suministro hacia el recipiente a una presión constante de 1 MPa. Entonces, el trabajo de frontera hecho durante este proceso es

$$W_{b,\text{entrada}} = -\int_1^2 P_i\, dV = -P_i(V_2 - V_1) = -P_i[V_{\text{recipiente}} - (V_{\text{recipiente}} + V_i)]$$
$$= P_i V_i$$

donde V_i es el volumen que ocupa el vapor antes de que entre al recipiente y P_i es la presión en la frontera móvil (la cara del émbolo imaginario). El balance de energía para el sistema cerrado da

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia de energía neta}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{b,\text{entrada}} = \Delta U$$
$$m_i P_i V_i = m_2 u_2 - m_i u_i$$
$$u_2 = u_i + P_i V_i = h_i$$

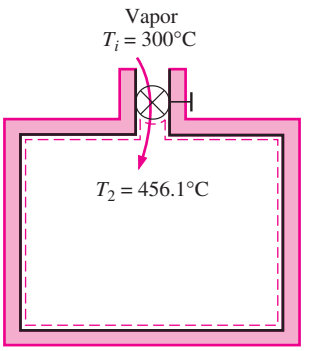


FIGURA 5-48
La temperatura del vapor aumenta de 300 a 456.1°C cuando entra al recipiente, como resultado del flujo de energía que se convierte en energía interna.

dado que el estado inicial del sistema son simplemente las condiciones de línea del vapor. Este resultado es idéntico al obtenido con el análisis de flujo uniforme. Una vez más, el aumento de temperatura se debió a la denominada energía de flujo o trabajo de flujo, que es la energía requerida para mover el fluido durante el flujo.

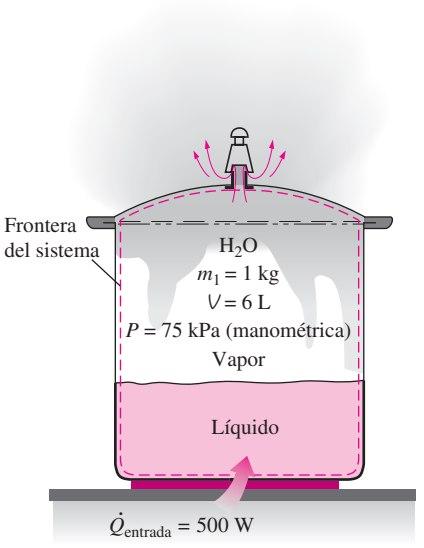


FIGURA 5-49
Esquema para el ejemplo 5-13.

EJEMPLO 5-13 Cocción con una olla de presión

Una olla de presión es un utensilio que cuece la comida mucho más rápido que las ollas ordinarias, ya que mantiene mayores presión y temperatura durante la cocción. La presión se controla mediante un regulador de presión (la llave de purga) que mantiene a ésta a un nivel constante al permitir que algo de vapor escape de forma periódica y así evitar cualquier exceso de acumulación de presión.

En general, estas ollas mantienen una presión manométrica de 2 atm (o 3 atm absolutas) en su interior. Por lo tanto, cocinan a una temperatura cercana a 133°C (o 271°F) en lugar de 100°C (o 212°F), lo que reduce el tiempo de cocción en casi 70 por ciento lo que a su vez disminuye la pérdida de nutrientes. Las ollas más recientes usan una válvula de resorte con varios ajustes de presión en vez de una pesa en la tapa.

Cierta olla de presión tiene un volumen de 6 L y una presión de operación de 75 kPa manométricos. Al inicio contiene 1 kg de agua, y se le suministra calor a una tasa de 500 W durante 30 minutos después de alcanzar la presión de operación. Suponiendo una presión atmosférica de 100 kPa, determine *a*) la temperatura a la que se lleva a cabo la cocción y *b*) la cantidad de agua que queda en la olla de presión al final del proceso.

Solución Se transfiere calor a una olla de presión a una tasa y un tiempo especificados. Se determinará la temperatura de cocción y el agua remanente en la olla.

Suposiciones **1** Este proceso se puede analizar como un *proceso de flujo uniforme* porque las propiedades del vapor que sale del volumen de control permanecen constantes durante toda la cocción. **2** Las energías cinética y potencial de las corrientes son insignificantes, ec ≅ ep ≅ 0. **3** La olla de presión está estacionaria, por lo tanto sus cambios de energía cinética y potencial son cero; es decir, $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta E_{\text{sistema}} = \Delta U_{\text{sistema}}$. **4** La presión (y por ende, la temperatura) en la olla de presión permanece constante. **5** El vapor sale como vapor saturado a la presión de la olla. **6** No hay interacciones de trabajo de frontera, eléctrico o de flecha. **7** El calor se transfiere a la olla de presión a una tasa constante.

Análisis Se toma la *olla de presión* como el sistema (Fig. 5-49), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que se trata de un proceso de flujo inestable ya que los cambios ocurren dentro del volumen de control. Asimismo, hay una salida y ninguna entrada para el flujo de masa.

a) La presión absoluta dentro de la olla de presión es

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{manométrica}} + P_{\text{atm}} = 75 + 100 = 175 \text{ kPa}$$

Como en la olla de presión existen condiciones de saturación todo el tiempo (Fig. 5-50), la temperatura de cocción debe estar a la temperatura de saturación correspondiente a esta presión. A partir de la tabla A-5, dicha temperatura es

$$T = T_{\text{sat @ 175 kPa}} = \mathbf{116.04°C}$$

que es casi 16°C mayor que la temperatura de cocción ordinaria.

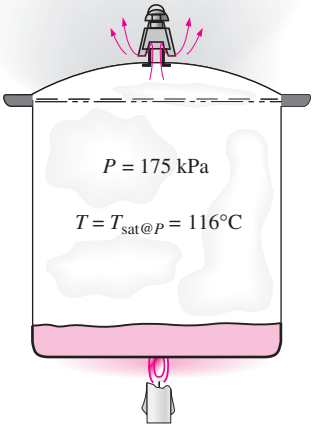


FIGURA 5-50
Siempre que haya líquido en una olla de presión, existen condiciones de saturación y la temperatura permanece constante a la temperatura de saturación.

b) Note que las energías microscópicas de los fluidos en movimiento y estático se representan mediante la entalpía h y la energía interna u, respectivamente, de modo que los balances de masa y energía para este sistema de flujo uniforme se pueden expresar como

Balance de masa:

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \rightarrow -m_e = (m_2 - m_1)_{\text{VC}} \text{ o } m_e = (m_1 - m_2)_{\text{VC}}$$

Balance de energía:

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia de energía neta} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$Q_{\text{entrada}} - m_e h_e = (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{\text{VC}} \qquad (\text{dado que } W = 0, \text{ ec} \cong \text{ep} \cong 0)$$

La combinación de los balances de masa y energía da

$$Q_{\text{entrada}} = (m_1 - m_2) h_e + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{\text{VC}}$$

La cantidad de transferencia de calor durante este proceso se determina a partir de

$$Q_{\text{entrada}} = \dot{Q}_{\text{entrada}} \, \Delta t = (0.5 \text{ kJ/s})(30 \times 60 \text{ s}) = 900 \text{ kJ}$$

Todo el tiempo, el vapor sale de la olla de presión como vapor saturado a 175 kPa (Fig. 5-51). Así,

$$h_e = h_{g \, @ \, 175 \text{ kPa}} = 2\,700.2 \text{ kJ/kg}$$

La energía interna se conoce después de determinar la calidad:

$$v_1 = \frac{V}{m_1} = \frac{0.006 \text{ m}^3}{1 \text{ kg}} = 0.006 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$x_1 = \frac{v_1 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.006 - 0.001}{1.004 - 0.001} = 0.00499$$

Así,

$$u_1 = u_f + x_1 u_{fg} = 486.82 + (0.00499)(2\,037.7) \text{ kJ/kg} = 497 \text{ kJ/kg}$$

y

$$U_1 = m_1 u_1 = (1 \text{ kg})(497 \text{ kJ/kg}) = 497 \text{ kJ}$$

La masa del sistema en el estado final es $m_2 = V/v_2$. Al sustituir esto en la ecuación de la energía, se obtiene

$$Q_{\text{entrada}} = \left(m_1 - \frac{V}{v_2} \right) h_e + \left(\frac{V}{v_2} u_2 - m_1 u_1 \right)$$

Hay dos incógnitas en esta ecuación, u_2 y v_2. Por lo tanto, es necesario relacionarlas con una sola incógnita antes de poder determinarlas. Si se supone que aún hay algo de agua líquida en la olla en el estado final (es decir, existen condiciones de saturación), v_2 y u_2 se pueden expresar como

$$v_2 = v_f + x_2 v_{fg} = 0.001 + x_2(1.004 - 0.001) \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$u_2 = u_f + x_2 u_{fg} = 486.82 + x_2(2\,037.7) \text{ kJ/kg}$$

Recuerde que durante un proceso de ebullición a presión constante, las propiedades de cada fase permanecen constantes (sólo cambian las cantidades). Cuando estas expresiones se sustituyen en la ecuación de energía anterior, x_2 es la única incógnita y se determina como

$$x_2 = 0.009$$

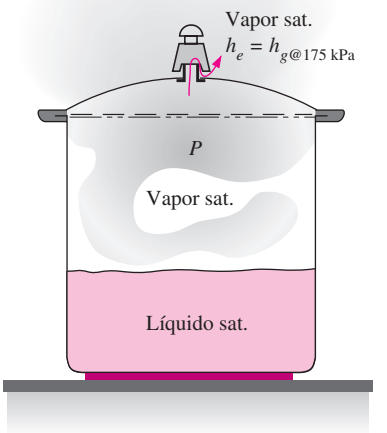


FIGURA 5-51

En una olla de presión la entalpía del vapor que sale es $h_{g \, @ \, 175 \text{ kPa}}$ (entalpía del vapor saturado a la presión dada).

Así,

$$v_2 = 0.001 + (0.009)(1.004 - 0.001)\ \text{m}^3/\text{kg} = 0.010\ \text{m}^3/\text{kg}$$

y

$$m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{0.006\ \text{m}^3}{0.01\ \text{m}^3/\text{kg}} = \mathbf{0.6\ kg}$$

Por lo tanto, después de 30 minutos hay 0.6 kg de agua (líquido + vapor) en la olla de presión.

Explicación Observe que durante la cocción se evaporó casi la mitad del agua contenida en la olla de presión.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Ecuación general de energía

Una de las leyes fundamentales de la naturaleza es la **primera ley de la termodinámica**, conocida también como **principio de conservación de la energía**, la cual provee una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de energía y sus interacciones. Establece que la *energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; sólo cambia de formas*.

El contenido de energía de una cantidad fija de masa (un sistema cerrado) puede cambiar mediante dos mecanismos: *transferencia de calor Q* y *transferencia de trabajo W*. Entonces, la conservación de energía para una cantidad fija de masa se puede expresar en la forma de tasa como

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} \quad \text{o} \quad \dot{Q} - \dot{W} = \frac{d}{dt}\int_{\text{sistema}} \rho e\, dV \qquad \textbf{(5-47)}$$

donde $\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{neto,entrada}} = \dot{Q}_{\text{entrada}} - \dot{Q}_{\text{salida}}$ es la tasa neta de transferencia de calor hacia el sistema (negativa, si viene del sistema), $\dot{W} = \dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{W}_{\text{salida}} - \dot{W}_{\text{entrada}}$ es la salida de potencia neta del sistema en todas las formas (negativa, si la potencia entra) y dE_{sistema}/dt es la tasa de cambio del contenido de energía total del sistema. El punto sobre la letra significa variación respecto al tiempo. Para sistemas compresibles simples, la energía total consiste en las energías interna, cinética y potencial, y se expresa por unidad de masa como

$$e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \textbf{(5-48)}$$

Observe que la energía total es una propiedad y su valor no cambia excepto que cambie el estado del sistema.

Una interacción de energía es *calor* si su fuerza motriz es una diferencia de temperatura, y es *trabajo* si se relaciona con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia, como se explicó en el capítulo 2. En un sistema puede haber varias formas de trabajo, y el trabajo total se expresa como

$$W_{\text{total}} = W_{\text{flecha}} + W_{\text{presión}} + W_{\text{viscoso}} + W_{\text{otro}} \qquad \textbf{(5-49)}$$

donde W_{flecha} es el trabajo transmitido mediante una flecha giratoria, $W_{\text{presión}}$ es el trabajo que realizan las fuerzas de presión sobre la superficie de control, W_{viscoso} es el trabajo que llevan a cabo las componentes normal y de corte de fuerzas viscosas en la superficie de control y W_{otro} es el trabajo que hacen

*Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

otras fuerzas como la eléctrica, magnética y la tensión superficial, las cuales son importantes para sistemas compresibles simples y no se consideran en este texto. Tampoco se considera W_{viscoso} ya que comúnmente es pequeño respecto a otros términos en el análisis del volumen de control. Sin embargo, se debe tener presente que en un análisis detallado de turbomaquinaria podría ser necesario considerar el trabajo que realizan las fuerzas de corte cuando las aspas cortan el fluido

Trabajo hecho por fuerzas de presión

Se comprime un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo como el mostrado en la figura 5-52*a*. Cuando el émbolo se mueve hacia abajo una distancia diferencial *ds* bajo la influencia de la fuerza de presión *PA*, donde *A* es el área de sección transversal del émbolo, el trabajo de frontera hecho *sobre* el sistema es $\delta W_{\text{frontera}} = PA\ ds$. Al dividir ambos lados de esta relación entre el intervalo de tiempo diferencial *dt*, se obtiene la variación del trabajo de frontera con respecto al tiempo (es decir, *potencia*),

$$\delta \dot{W}_{\text{presión}} = \delta \dot{W}_{\text{frontera}} = PAV_{\text{émbolo}}$$

donde $V_{\text{émbolo}} = ds/dt$ es la velocidad del émbolo, la cual es la velocidad de la frontera móvil en la cara del émbolo.

Ahora se tiene un trozo de fluido (un sistema) de forma arbitraria que se mueve con el flujo y se puede deformar bajo la influencia de la presión, como se ilustra en la figura 5-52*b*. La presión actúa siempre hacia dentro y normal a la superficie, y la fuerza de presión que actúa sobre un área diferencial *dA* es *P dA*. Nuevamente, como el trabajo es la fuerza multiplicada por la distancia y la distancia recorrida por unidad de tiempo es la velocidad, el trabajo por unidad de tiempo que realizan las fuerzas de presión en esta parte diferencial del sistema es

$$\delta \dot{W}_{\text{presión}} = P\ dA\ V_n = P\ dA(\vec{V} \cdot \vec{n}) \tag{5-50}$$

dado que la componente normal de la velocidad por el área diferencial *dA* es $V_n = V \cos\theta = \vec{V} \cdot \vec{n}$. Note que $\vec{n}$ es la normal exterior de *dA* y, por lo tanto, la cantidad $\vec{V} \cdot \vec{n}$ es positiva para expansión y negativa para compresión. La tasa total de trabajo que llevan a cabo las fuerzas de presión se obtiene al integrar $\delta \dot{W}_{\text{presión}}$ en toda la superficie *A*,

$$\dot{W}_{\text{presión,salida neta}} = \int_A P(\vec{V} \cdot \vec{n})\ dA = \int_A \frac{P}{\rho}\ \rho(\vec{V} \cdot \vec{n})\ dA \tag{5-51}$$

A partir de estas explicaciones, la transferencia neta de potencia se puede expresar como

$$\dot{W}_{\text{neta,salida}} = \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} + \dot{W}_{\text{presión,salida neta}} = \dot{W}_{\text{flecha, salida neta}} + \int_A P(\vec{V} \cdot \vec{n})\ dA \tag{5-52}$$

Entonces, la forma de la tasa de la relación de conservación de la energía para un sistema cerrado se convierte en

$$\dot{Q}_{\text{neta,salida}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} - \dot{W}_{\text{presión,salida neta}} = \frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} \tag{5-53}$$

Con la finalidad de obtener una relación para la conservación de energía de un *volumen de control*, se aplica el teorema de transporte de Reynolds reemplazando la propiedad extensiva *B* con la energía total *E*, y su propiedad inten-

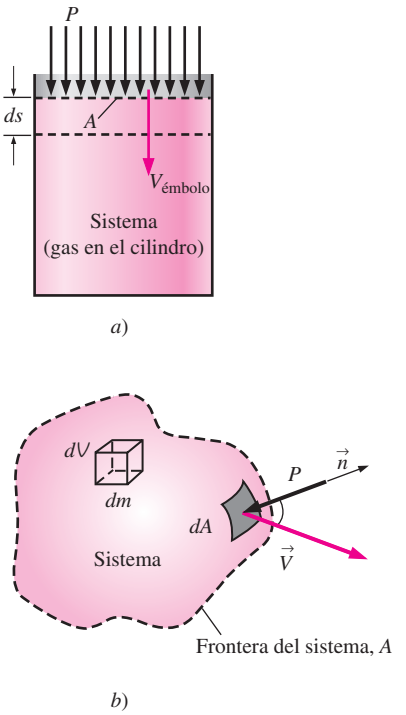


FIGURA 5-52

La fuerza de presión que actúa en *a*) la frontera móvil de un sistema en un dispositivo de cilindro-émbolo y *b*) el área de superficie diferencial de un sistema de forma arbitraria.

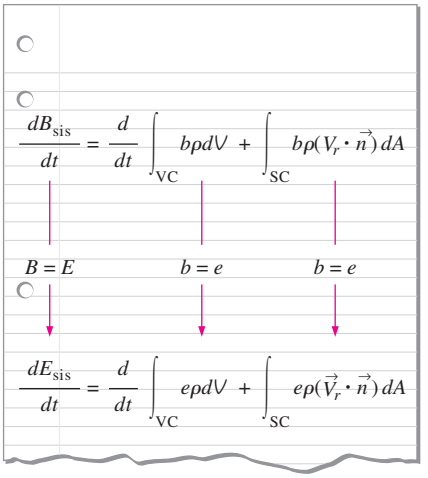

$\frac{dB_{sis}}{dt} = \frac{d}{dt}\int_{VC} b\rho dV + \int_{SC} b\rho(V_r \cdot \vec{n})\,dA$
$B = E$
$b = e$
$b = e$
$\frac{dE_{sis}}{dt} = \frac{d}{dt}\int_{VC} e\rho dV + \int_{SC} e\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\,dA$

FIGURA 5-53

La ecuación de la conservación de la energía se obtiene reemplazando una propiedad extensiva B en el teorema de transporte de Reynolds por la energía E, y su propiedad intensiva relacionada b por e (Ref. 3).

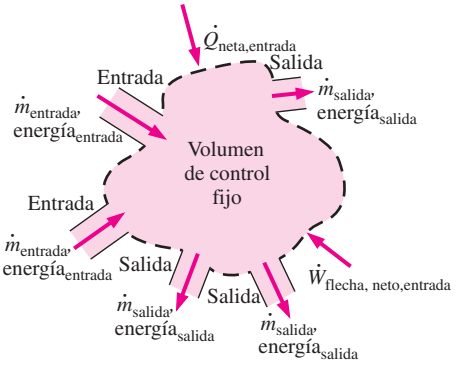


FIGURA 5-54

En un problema de ingeniería representativo, el volumen de control podría tener muchas entradas y salidas; la energía ingresa en cada entrada y sale en cada salida. La energía también entra al volumen de control a través de la transferencia neta de calor y del trabajo neto de flecha.

siva asociada b con la energía total por unidad de masa e, la cual es $e = u + \text{ec} + \text{ep} = u + V^2/2 + gz$ (Fig. 5-53). Esto produce

$$\frac{dE_{sis}}{dt} = \frac{d}{dt}\int_{VC} e\rho\, dV + \int_{SC} e\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})A \qquad \textbf{(5-54)}$$

Al sustituir el lado izquierdo de la ecuación 5-53 en la 5-54, la forma general de la ecuación de la energía que se aplica a volúmenes de control fijos, móviles o que se deforman, es

$$\dot{Q}_{neta,entrada} - \dot{W}_{flecha,salida\ neta} - \dot{W}_{presión,salida\ neta} = \frac{d}{dt}\int_{VC} e\rho\, dV + \int_{SC} e\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\,dA \qquad \textbf{(5-55)}$$

la cual se puede expresar como

$$\begin{pmatrix}\text{Tasa neta de transferencia}\\ \text{de energía hacia un VC}\\ \text{por transferencia de calor}\\ \text{y trabajo}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Tasa de cambio respecto}\\ \text{al tiempo del contenido}\\ \text{de energía del VC)}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\text{(Flujo neto de salida}\\ \text{de energía de la superficie}\\ \text{de control mediante}\\ \text{flujo másico)}\end{pmatrix}$$

Aquí $\vec{V}_r = \vec{V} - \vec{V}_{SC}$ es la velocidad del fluido en relación con la superficie de control, y el producto $\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\,dA$ representa el flujo másico que entra o sale del volumen de control a través del elemento de área dA. Nuevamente, como $\vec{n}$ es la normal exterior de dA, la cantidad $\vec{V}_r \cdot \vec{n}$ y por lo tanto el flujo másico, son positivos para el flujo que sale y negativos para el que entra.

Al sustituir la integral de superficie para la tasa de trabajo de presión de la ecuación 5-51 en la 5-55 y combinarla con la integral de superficie de la derecha, se obtiene

$$\dot{Q}_{neta,entrada} - \dot{W}_{flecha,salida\ neta} = \frac{d}{dt}\int_{VC} e\rho\, dV + \int_{SC}\left(\frac{P}{\rho} + e\right)\rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\,dA \qquad \textbf{(5-56)}$$

Ésta es una forma muy conveniente para la ecuación de la energía, ya que ahora el trabajo de presión se combina con la energía del fluido que cruza la superficie de control y ya no es necesario lidiar con el trabajo de presión.

El término $P/\rho = Pv = w_{flujo}$ es el *trabajo de flujo*, que es el trabajo relacionado con empujar un fluido hacia dentro o fuera de un volumen de control por unidad de masa. Observe que la velocidad del fluido en una superficie sólida es igual a la velocidad de la superficie sólida como resultado de la condición de no deslizamiento, mientras que es cero para superficies estáticas. Como resultado, el trabajo de presión a lo largo de las porciones de la superficie de control que coinciden con superficies sólidas estáticas es cero. Por lo tanto, el trabajo de presión para volúmenes de control fijos puede existir sólo a lo largo de la parte imaginaria de la superficie de control donde el fluido entra y sale del volumen de control (es decir, entradas y salidas).

Esta ecuación no es conveniente para resolver problemas de ingeniería prácticos debido a las integrales, en consecuencia es deseable reescribirla en términos de velocidades promedio y flujos másicos a través de entradas y salidas. Si $P/\rho + e$ es casi uniforme en una entrada o salida, se puede sacar de la integral. Como $\dot{m} = \int_{A_c} \rho(\vec{V}_r \cdot \vec{n})\,dA_c$ es el flujo másico en una entrada o salida, la tasa de energía que entra o sale por la entrada o la salida se puede aproximar como $\dot{m}(P/\rho + e)$. Entonces, la ecuación de energía se convierte en (Fig. 5-54)

$$\dot{Q}_{neta,entrada} - \dot{W}_{flecha,salida\ neta} = \frac{d}{dt}\int_{VC} e\rho\, dV + \sum_{salida}\dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + e\right) - \sum_{entrada}\dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + e\right) \qquad \textbf{(5-57)}$$

donde $e = u + V^2/2 + gz$ es la energía total por unidad de masa para el volumen de control y las corrientes de flujo. Entonces,

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\, dV + \sum_{\text{salida}} \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + u + \frac{V^2}{2} + gz\right) - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}\left(\frac{P}{\rho} + u + \frac{V^2}{2} + gz\right) \quad \textbf{(5-58)}$$

o bien,

$$\dot{Q}_{\text{neta,entrada}} - \dot{W}_{\text{flecha,salida neta}} = \frac{d}{dt}\int_{\text{VC}} e\rho\, dV + \sum_{\text{salida}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right) \quad \textbf{(5-59)}$$

donde se usó la definición de entalpía $h = u + Pv = u + P/\rho$. Las dos últimas ecuaciones son expresiones bastante generales de la conservación de la energía, pero su uso aún está limitado al flujo uniforme en entradas y salidas, así como al trabajo insignificante ocasionado por fuerzas viscosas y otros efectos. También, el subíndice "neta,entrada" significa "entrada neta", por lo tanto cualquier transferencia de calor o trabajo es positiva si es *hacia* el sistema y negativa si es *desde* el sistema.

RESUMEN

El *principio de conservación de la masa* establece que la transferencia neta de masa hacia o desde un sistema durante un proceso es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total del sistema durante ese proceso, y se expresa como

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \quad \text{y} \quad \dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = dm_{\text{sistema}}/dt$$

donde $\Delta m_{\text{sistema}} = m_{\text{final}} - m_{\text{inicial}}$ es el cambio en la masa del sistema durante el proceso, $\dot{m}_{\text{entrada}}$ y $\dot{m}_{\text{salida}}$ son las tasas totales de flujo másico que entran y salen del sistema, y dm_{sistema}/dt es la tasa de cambio de la masa dentro de las fronteras del sistema. Las relaciones anteriores se conocen también como *balance de masa* y son aplicables a cualquier sistema que experimenta alguna clase de proceso.

La cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo se llama *flujo másico*, y se expresa como

$$\dot{m} = \rho V A$$

donde ρ es la densidad del fluido, V es la velocidad promedio del fluido normal a A, y A es la sección transversal normal a la dirección del flujo. El volumen del fluido en movimiento a través de una sección transversal por unidad de tiempo se denomina *flujo volumétrico* y se expresa como

$$\dot{V} = VA = \dot{m}/\rho$$

El trabajo requerido para empujar una unidad de masa de fluido hacia dentro o hacia fuera de un volumen de control se llama *trabajo de flujo* o *energía de flujo*, y se expresa como $w_{\text{flujo}} = Pv$. En el análisis de volúmenes de control es conveniente combinar en la *entalpía* a las energías de flujo e interna. Entonces la energía total de un fluido en movimiento se expresa como

$$\theta = h + \text{ec} + \text{ep} = h + \frac{V^2}{2} + gz$$

La energía total que transporta un fluido en movimiento de masa m con propiedades uniformes es $m\theta$. La tasa de transportación de energía mediante un fluido con un flujo másico de $\dot{m}$ es $\dot{m}\theta$. Cuando son insignificantes las energías cinética y potencial de una corriente de fluido, la cantidad y la tasa de transportación de energía se convierten en $E_{\text{masa}} = mh$ y $\dot{E}_{\text{masa}} = \dot{m}h$, respectivamente.

La *primera ley de la termodinámica* es en esencia una expresión del principio de conservación de la energía, conocida también como *balance de energía*. Los balances generales de masa y energía para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* se pueden expresar como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambios en las energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

También es posible expresarlo en *forma de tasa* como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio en las energías interna}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

Los procesos termodinámicos relacionados con volúmenes de control se pueden considerar en dos grupos: procesos de flujo estable y de flujo inestable. Durante un *proceso de flujo estable*, el fluido pasa por el volumen de control de forma estable,

sin experimentar cambios con el tiempo en una posición fija. El contenido de masa y energía del volumen de control permanecen constantes durante un proceso de flujo estable. Si se considera que la transferencia de calor *hacia* el sistema y el trabajo realizado *por* el sistema son cantidades positivas, las ecuaciones de conservación de la masa y la energía para procesos de flujo estable se expresan como

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\text{salida}} \underbrace{\dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{para cada salida}} - \sum_{\text{entrada}} \underbrace{\dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)}_{\text{para cada entrada}}$$

Éstas son las formas más generales de las ecuaciones para procesos de flujo estable. Para sistemas de una sola corriente (una entrada y una salida) como toberas, difusores, turbinas, compresores y bombas, las ecuaciones se simplifican a

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \rightarrow \frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{v_2} V_2 A_2$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}\left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\right]$$

En estas relaciones, los subíndices 1 y 2 denotan los estados de entrada y salida, respectivamente.

La mayor parte de los procesos de flujo inestable se pueden modelar como un *proceso de flujo uniforme*, el cual requiere que el flujo del fluido en cualquier entrada o salida sea uniforme y estable, así que las propiedades del fluido no cambian con el tiempo o con la posición en la sección transversal de una entrada o salida. De lo contrario, se promedian y se tratan como constantes durante todo el proceso. Cuando los cambios de energía cinética y potencial relacionados con el volumen de control y las corrientes de fluido son insignificantes, las relaciones de balance de masa y energía para un sistema de flujo uniforme se expresan como

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}}$$

$$Q - W = \sum_{\text{salida}} mh - \sum_{\text{entrada}} mh + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{\text{sistema}}$$

donde $Q = Q_{\text{neto,entrada}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}$ es la entrada neta de calor y $W = W_{\text{neto,salida}} = W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}}$ es la salida de trabajo neto.

Al resolver problemas termodinámicos, se recomienda usar para todos los problemas la forma general del balance de energía $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ y simplificarla para los problemas particulares en lugar de usar las relaciones específicas dadas aquí para procesos diferentes.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993.
2. ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, GA, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.
3. Y.A. Çengel y J.M. Cimbala, *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*, Nueva York, McGraw-Hill, 2006.

PROBLEMAS*

Conservación de la masa

5-1C Nombre cuatro cantidades físicas que sean conservadas y dos que no lo sean durante un proceso.

5-2C Defina los flujos másico y volumétrico. ¿Cómo se relacionan entre sí?

5-3C ¿La cantidad de masa que entra a un volumen de control tiene que ser igual a la cantidad de masa que sale durante un proceso de flujo inestable?

5-4C ¿Cuándo es estable el flujo que pasa por un volumen de control?

5-5C Considere un dispositivo con una entrada y una salida. Si los flujos volumétricos en la entrada y en la salida son iguales, ¿el flujo por este dispositivo es necesariamente estable? ¿Por qué?

5-6E Una manguera de jardín unida a una tobera se usa para llenar una cubeta de 20 galones. El diámetro interior de la manguera es de 1 pulg y se reduce a 0.5 pulg en la salida de la tobe-

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas y quienes emplean unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono de CD-EES se resuelven por medio del EES, y las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES que acompaña a este texto.

ra. Si la velocidad promedio en la manguera es de 8 pies/s, determine *a*) los flujos volumétrico y másico de agua por la manguera, *b*) el tiempo que toma llenar con agua la cubeta y *c*) la velocidad promedio del agua en la salida de la tobera.

5-7 A una tobera entra aire de forma permanente a 2.21 kg/m^3 y 40 m/s, y sale a 0.762 kg/m^3 y 180 m/s. Si el área de entrada de la tobera es 90 cm^2, determine *a*) el flujo másico por la tobera y *b*) el área de salida de la tobera.
Respuestas: a) 0.796 kg/s, *b*) 58 cm^2

5-8 Una secadora de pelo es básicamente un ducto de diámetro constante en el que se colocan algunas capas de resistores eléctricos. Un pequeño ventilador empuja el aire y lo fuerza a pasar por los resistores, donde se calienta. Si la densidad del aire es 1.20 kg/m^3 en la entrada y 1.05 kg/m^3 en la salida, determine el incremento porcentual de la velocidad del aire a medida que pasa por la secadora.

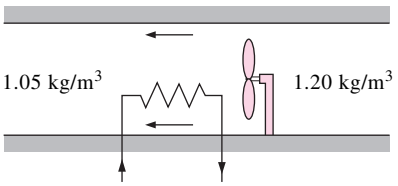


FIGURA P5-8

5-9E Aire cuya densidad es 0.078 lbm/pie^3 entra al ducto de un sistema de aire acondicionado a un flujo volumétrico constante de 450 pies^3/min. Si el diámetro del ducto es 10 pulg, determine la velocidad del aire en la entrada del ducto y el flujo másico del aire.

5-10 Un recipiente rígido de 1 m^3 contiene al inicio aire cuya densidad es de 1.18 kg/m^3. El recipiente se conecta a una línea de suministro de alta presión mediante una válvula, ésta se abre y el aire entra al recipiente hasta que la densidad en éste aumenta a 7.20 kg/m^3. Determine la masa del aire que ha entrado al recipiente. *Respuesta:* 6.02 kg

5-11 El ventilador del baño de un edificio tiene un flujo volumétrico de 30 L/s y opera sin interrupción. Si la densidad del aire en el interior es de 1.20 kg/m^3, determine la masa del aire expulsado en un día.

5-12 Una computadora de escritorio se enfría mediante un ventilador cuyo flujo es de 0.34 m^3/min. Determine el flujo másico de aire a través del ventilador a una altura de 3 400 m, donde la densidad del aire es 0.7 kg/m^3. También, si la velocidad promedio del aire no debe pasar de 110 m/min, determine el diámetro de la cubierta del ventilador. *Respuestas:* 0.238 kg/min, 0.063 m

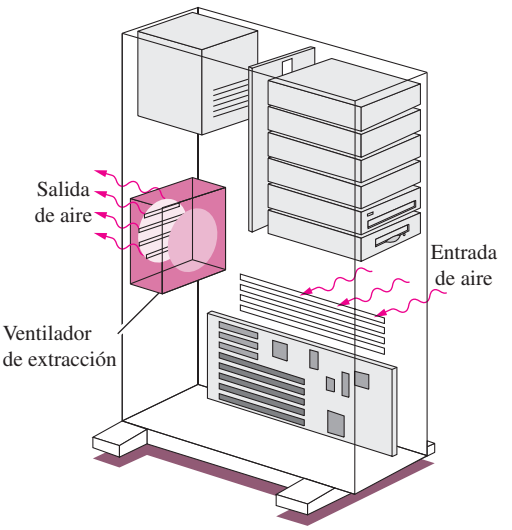


FIGURA P5-12

5-13 En una sala para fumadores se acomodará a 15 personas que fuman mucho. El requerimiento mínimo de aire fresco para salas de fumadores es de 30 L/s por persona (ASHRAE, Standard 62, 1989). Determine el flujo mínimo requerido de aire fresco que se debe suministrar a la sala y el diámetro del ducto si la velocidad del aire no debe ser mayor a 8 m/s.

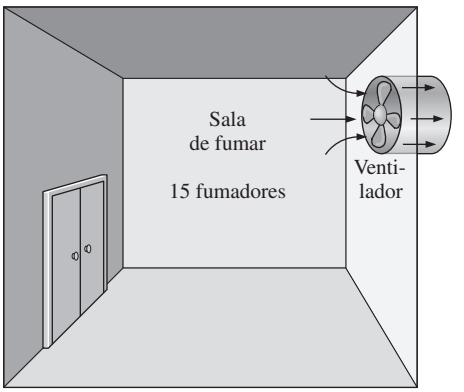


FIGURA P5-13

5-14 El requerimiento mínimo de aire fresco dentro de un edificio residencial se especifica como 0.35 cambios de aire por hora (ASHRAE, Standard 62, 1989). Es decir, 35 por ciento del aire contenido en una residencia debe ser remplazado cada hora por aire fresco del exterior. Si mediante un ventilador se satisfará el requerimiento de ventilación de una residencia de 2.7 m de altura y 200 m^2, determine la capacidad de flujo en L/min del ventilador que se necesita instalar. También determine el diámetro del ducto si la velocidad del aire no debe ser mayor a 6 m/s.

5-15 A una tubería de 28 cm de diámetro entra aire en forma permanente a 200 kPa y 20°C con una velocidad de 5 m/s. El aire se calienta a medida que fluye y sale de la tubería a 180 kPa y 40°C. Determine *a*) el flujo volumétrico del aire en la entrada, *b*) el flujo másico del aire y *c*) la velocidad y el flujo volumétrico en la salida.

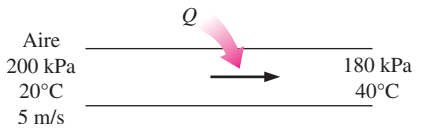


FIGURA P5-15

5-16 A una tubería de 28 cm de diámetro entra refrigerante 134a en forma permanente a 200 kPa y 20°C con una velocidad de 5 m/s. El refrigerante gana calor a medida que fluye y sale de la tubería a 180 kPa y 40°C. Determine *a*) el flujo volumétrico del refrigerante en la entrada, *b*) el flujo másico del refrigerante y *c*) la velocidad y el flujo volumétrico en la salida.

5-17 Un sistema de calentamiento de agua posee un recipiente de almacenamiento de 300 L lleno inicialmente con agua caliente a 45°C. Ésta se saca del recipiente por medio de una manguera de 2 cm de diámetro a una velocidad promedio de 0.5 m/s, mientras que el agua fría entra al recipiente a 20°C a una tasa de 5 L/min. Determine la cantidad de agua en el recipiente después de un periodo de 20 minutos. Suponga que la presión en el recipiente permanece constante en 1 atm.
Respuesta: 212 kg

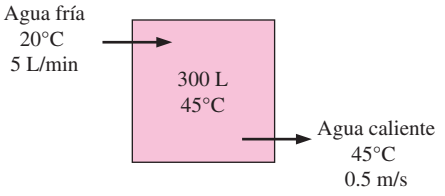


FIGURA P5-17

Trabajo de flujo y transferencia de energía por masa

5-18C ¿Cuáles son los diferentes mecanismos para transferir energía hacia o desde un volumen de control?

5-19C ¿Qué es la energía de flujo? ¿Los fluidos en reposo poseen alguna energía de flujo?

5-20C ¿Cómo se comparan las energías de un fluido en movimiento y otro en reposo? Nombre las formas de energía relacionadas con cada caso.

5-21E De una olla de presión, cuya presión de operación es 30 psia, sale vapor. Se observa que la cantidad de líquido en la olla disminuyó en 0.4 gal durante 45 minutos después de impuestas las condiciones estables de operación. El área de sección transversal de la abertura de salida es de 0.15 pulg^2. Determine *a*) el flujo másico del vapor y la velocidad de salida, *b*) las energías total y de flujo del vapor por unidad de masa y *c*) la tasa a la que la energía sale de la olla con el vapor.

5-22 Al compresor de un sistema de refrigeración entra refrigerante 134a como vapor saturado a 0.14 MPa, y sale como vapor sobrecalentado a 0.8 MPa y 60°C a una tasa de 0.06 kg/s. Determine la tasa de transferencia de energía por masa que entra y sale del compresor. Suponga que las energías cinética y potencial son insignificantes.

5-23 Una casa se mantiene a 1 atm y 24°C, y el aire caliente contenido dentro es forzado a salir a una tasa de 150 m^3/h como resultado del aire exterior a 5°C que se infiltra por las fisuras. Determine la tasa de pérdida neta de energía de la casa debido a la transferencia de masa. *Respuesta:* 0.945 kW

5-24 El aire fluye de manera estable en una tubería a 300 kPa, 77°C y 25 m/s a una tasa de 18 kg/min. Determine *a*) el diámetro de la tubería, *b*) la tasa de flujo de energía, *c*) la tasa de transportación de energía por masa y *d*) el error que se produce en el inciso *c*) si se ignora la energía cinética.

Balance de energía de flujo estable: toberas y difusores

5-25C ¿Cómo se caracteriza un sistema de flujo estable?

5-26C ¿En un sistema de flujo estable puede haber trabajo de frontera?

5-27C Un difusor es un dispositivo adiabático que disminuye la energía cinética de un fluido al desacelerarlo. ¿Qué sucede con esta *pérdida* de energía cinética?

5-28C En una tobera adiabática, la energía cinética de un fluido se incrementa a medida que se acelera. ¿De dónde viene esta energía?

5-29C ¿Es deseable la transferencia de calor hacia o desde un fluido cuando fluye por una tobera? ¿Cómo afectará la transferencia de calor a la velocidad del fluido en la salida de la tobera?

5-30 A una tobera adiabática entra aire en forma estable a 300 kPa, 200°C y 30 m/s, y sale a 100 kPa y 180 m/s. El área de entrada de la tobera es de 80 cm^2. Determine *a*) el flujo másico por la tobera, *b*) la temperatura de salida del aire y *c*) el área de salida de la tobera.
Respuestas: a) 0.5304 kg/s, *b*) 184.6°C, *c*) 38.7 cm^2

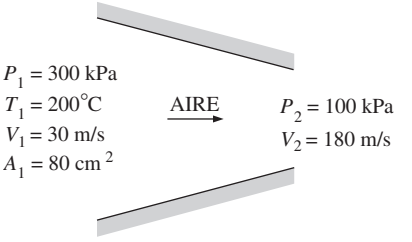


FIGURA P5-30

5-31 Reconsidere el problema 5-30 y con el software EES (u otro) investigue el efecto que el área de entrada tiene sobre el flujo másico, la temperatura de salida y el área de salida. Suponga que el área varía de 50 cm^2 a 150 cm^2. Grafique los resultados finales en función del área de entrada y analice los resultados.

5-32 A una tobera entra vapor a 5 MPa y 400°C en forma permanente con una velocidad de 80 m/s, y sale a 2 MPa y 300°C. El área de entrada de la tobera es de 50 cm^2 y el calor se pierde a una tasa de 120 kJ/s. Determine *a*) el flujo másico del vapor, *b*) la velocidad de salida del vapor y *c*) el área de salida de la tobera.

5-33E A una tobera entra aire en forma permanente a 50 psia, 140°F y 150 pies/s, y sale a 14.7 psia y 900 pies/s. Se estima que la pérdida de calor desde la tobera es de 6.5 Btu/lbm de aire que fluye. El área de entrada de la tobera es 0.1 pie^2. Determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) el área de salida de la tobera. *Respuestas: a)* 507 R, *b)* 0.048 $pies^2$

5-34 A una tobera adiabática entra vapor a 3 MPa y 400°C en forma permanente con una velocidad de 40 m/s, y sale a 2.5 MPa y 300 m/s. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la relación del área de entrada con la de salida, A_1/A_2.

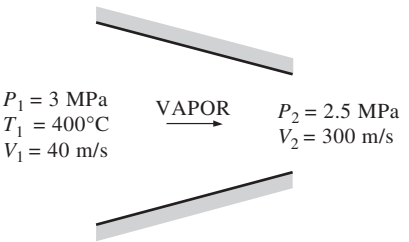


FIGURA P5-34

5-35 A una tobera adiabática que tiene una relación de área de entrada a salida de 2:1 entra aire a 600 kPa y 500 K con una velocidad de 120 m/s, y sale con una velocidad de 380 m/s. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la presión de salida del aire.
Respuestas: a) 436.5 K, *b)* 330.8 kPa

5-36 A un difusor adiabático entra aire a 80 kPa y 127°C en forma permanente a una tasa de 6 000 kg/h y sale a 100 kPa. La velocidad de la corriente de aire se reduce de 230 a 30 m/s a medida que pasa por el difusor. Encuentre *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) el área de salida del difusor.

5-37E A un difusor adiabático entra aire a 13 psia y 20°F en forma permanente con una velocidad de 600 pies/s y sale con una velocidad baja a una presión de 14.5 psia. El área de salida del difusor es 5 veces el área de entrada. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la velocidad de salida del aire.

5-38 A una tobera adiabática entra dióxido de carbono en forma permanente a 1 MPa y 500°C, con un flujo másico de 6 000 kg/h y sale a 100 kPa y 450 m/s. El área de entrada de la tobera es de 40 cm^2. Determine *a*) la velocidad de entrada y *b*) la temperatura de salida. *Respuestas: a)* 60.8 m/s, *b)* 685.8 K

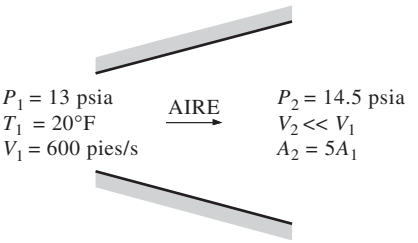


FIGURA P5-37E

5-39 A una tobera adiabática entra refrigerante 134a a 700 kPa y 120°C en forma permanente con una velocidad de 20 m/s, y sale a 400 kPa y 30°C. Determine *a*) la velocidad de salida y *b*) la relación del área de entrada con la de salida, A_1/A_2.

5-40 A un difusor entra aire a 80 kPa, 27°C y 220 m/s a una tasa de 2.5 kg/s, y sale a 42°C. El área de salida del difusor es 400 cm^2 y se estima que durante este proceso el aire pierde calor a una tasa de 18 kJ/s. Determine *a*) la velocidad de salida y *b*) la presión de salida del aire.
Respuestas: a) 62.0 m/s, *b)* 91.1 kPa

5-41 A un difusor adiabático entra gas nitrógeno a 60 kPa y 7°C en forma estable con una velocidad de 200 m/s, y sale a 85 kPa y 22°C. Determine *a*) la velocidad de salida del nitrógeno y *b*) la relación del área de entrada con la de salida, A_1/A_2.

5-42 Reconsidere el problema 5-41 y con el software EES (u otro) investigue el efecto que tiene la velocidad de entrada en la de salida y la relación entre el área de entrada y la de salida. Suponga que la velocidad de entrada varía de 180 a 260 m/s y grafique los resultados finales en función de la velocidad de entrada. Analice los resultados.

5-43 A un difusor entra refrigerante 134a en forma permanente como vapor saturado a 800 kPa con una velocidad de 120 m/s, y sale a 900 kPa y 40°C. A medida que pasa por el difusor, el refrigerante gana calor a una tasa de 2 kJ/s. Si el área de salida es 80 por ciento mayor que la de entrada, determine *a*) la velocidad de salida y *b*) el flujo másico del refrigerante. *Respuestas: a)* 60.8 m/s, *b)* 1.308 kg/s

5-44 A una tobera entra vapor a 400°C y 800 kPa con una velocidad de 10 m/s y sale a 300°C y 200 kPa mientras pierde calor a una tasa de 25 kW. Para un área de entrada de 800 cm^2, determine la velocidad y el flujo volumétrico del vapor en la salida de la tobera. *Respuestas:* 606 m/s, 2.74 m^3/s

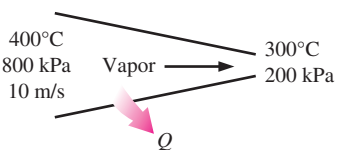


FIGURA P5-44

Turbinas y compresores

5-45C Una turbina adiabática opera de manera estable. ¿La salida de trabajo de la turbina tiene que ser igual a la disminución en la energía del vapor que pasa por este dispositivo?

5-46C Un compresor de aire opera de manera estable. ¿Cómo compararía los flujos volumétricos del aire tanto en la entrada como en la salida del compresor?

5-47C ¿La temperatura del aire sube a medida que se comprime mediante el uso de un compresor adiabático? ¿Por qué?

5-48C Alguien propone el siguiente sistema para enfriar en verano una casa: comprimir el aire externo, dejarlo enfriar de nuevo a la temperatura exterior, pasarlo por una turbina y descargar hacia la casa el aire frío que sale de la turbina. Desde un punto de vista termodinámico, ¿es válido el sistema propuesto?

5-49 Por una turbina adiabática fluye vapor de modo estable. Las condiciones de entrada del vapor son 10 MPa, 450°C y 80 m/s, y las de salida son 10 kPa, calidad de 92 por ciento y 50 m/s. El flujo másico del vapor es 12 kg/s. Determine *a*) el cambio de energía cinética, *b*) la salida de potencia y *c*) el área de entrada de la turbina. *Respuestas: a)* −1.95 kJ/kg, *b)* 10.2 MW, *c)* 0.00447 m^2

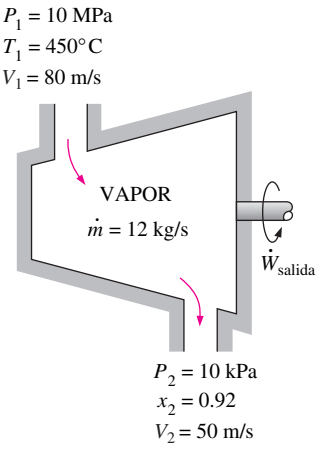


FIGURA P5-49

5-50 Reconsidere el problema 5-49 y por medio del software EES (u otro) investigue el efecto que la presión en la salida de la turbina tiene sobre la salida de potencia. Suponga que la presión de salida varía de 10 a 200 kPa y grafique la salida de potencia contra la presión de salida. Analice los resultados.

5-51 A una turbina adiabática entra vapor a 10 MPa y 500°C, y sale a 10 kPa con una calidad de 90 por ciento. Sin considerar los cambios en las energías cinética y potencial, determine el flujo másico requerido para una salida de potencia de 5 MW. *Respuesta:* 4.852 kg/s

5-52E Por una turbina fluye vapor en forma estable a una tasa de 45 000 lbm/h. Entra a 1 000 psia y 900°F y sale a 5 psia como vapor saturado. Si la potencia que genera la turbina es 4 MW, determine la tasa de pérdida de calor desde el vapor.

5-53 A una turbina adiabática entra vapor a 8 MPa y 500°C a una tasa de 3 kg/s, y sale a 20 kPa. Si la salida de potencia de la turbina es 2.5 MW, determine la temperatura del vapor en la salida de la turbina. Ignore los cambios de energía cinética. *Respuesta:* 60.1°C

5-54 A una turbina adiabática que opera de manera estable entra gas argón a 900 kPa y 450°C con una velocidad de 80 m/s, y sale a 150 kPa con una velocidad de 150 m/s. El área de entrada de la turbina es 60 cm^2. Si la salida de potencia de la turbina es 250 kW, determine la temperatura de salida del argón.

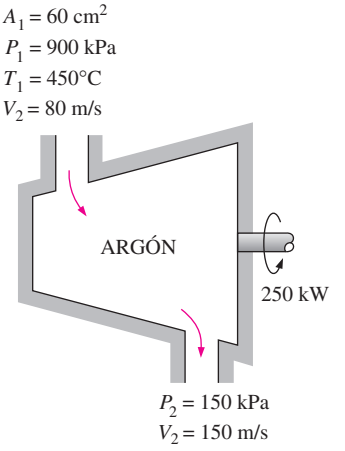


FIGURA P5-54

5-55E Por una turbina adiabática fluye aire en forma estable, el cual entra a 150 psia, 900°F y 350 pies/s, y sale a 20 psia, 300°F y 700 pies/s. El área de entrada de la turbina es 0.1 pie^2. Determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la salida de potencia de la turbina.

5-56 A un compresor adiabático entra refrigerante 134a como vapor saturado a −24°C y sale a 0.8 MPa y 60°C. El flujo másico de esta sustancia es 1.2 kg/s. Determine *a*) la entrada de potencia al compresor y *b*) el flujo volumétrico del refrigerante en la entrada del dispositivo.

5-57 Al compresor de una planta de turbina de gas entra aire en condiciones ambiente de 100 kPa y 25°C con una velocidad baja, y sale a 1 MPa a 347°C con una velocidad de 90 m/s. El compresor se enfría a una tasa de 1 500 kJ/min mientras la entrada de potencia a este dispositivo es de 250 kW. Determine el flujo másico de aire por el compresor.

5-58E Se comprime aire de 14.7 psia y 60°F a una presión de 150 psia mientras se enfría a una tasa de 10 Btu/lbm al hacer circular agua por la carcasa del compresor. El flujo volu-

métrico del aire en las condiciones de entrada es de 5 000 pies^3/min, y la entrada de potencia al compresor es 700 hp. Determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la temperatura en la salida del compresor. *Respuestas: a)* 6.36 lbm/s, *b)* 801 R

5-59E Retome el problema 5-58E y mediante el software EES (u otro) investigue el efecto de la tasa de enfriamiento del compresor sobre la temperatura de salida del aire. Considere que la tasa de enfriamiento varía de 0 a 100 Btu/lbm y grafique la temperatura de salida del aire en función de la tasa de enfriamiento. Analice los resultados.

5-60 Se comprime helio desde 120 kPa y 310 K hasta 700 kPa y 430 K. Durante el proceso de compresión ocurre una pérdida de calor de 20 kJ/kg. Sin considerar los cambios de energía cinética, determine la entrada de potencia requerida para un flujo másico de 90 kg/min.

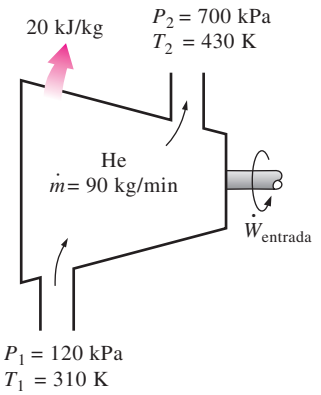


FIGURA P5-60

5-61 A un compresor adiabático entra dióxido de carbono a 100 kPa y 300 K a una tasa de 0.5 kg/s, y sale a 600 kPa y 450 K. Sin tomar en cuenta los cambios de energía cinética, determine *a*) el flujo volumétrico del dióxido de carbono en la entrada del compresor y *b*) la entrada de potencia al compresor. *Respuestas: a)* 0.28 m^3/s, *b)* 68.8 kW.
Respuestas: a) 0.28 m^3/s, *b)* 68.8 kW

Válvulas de estrangulamiento

5-62C ¿Por qué en aplicaciones de refrigeración y sistemas de aire acondicionado se usan comúnmente dispositivos de estrangulamiento?

5-63C Durante un proceso de estrangulamiento, la temperatura de un fluido disminuye de 30 a −20°C. ¿Este proceso puede ocurrir en forma adiabática?

5-64C ¿Esperaría que la temperatura del aire disminuyera a medida que experimenta un proceso de estrangulamiento de flujo estable? Explique.

5-65C ¿Esperaría que la temperatura de un líquido cambiara a medida que pasa por un proceso de estrangulamiento? Explique.

5-66 Por un proceso de estrangulamiento se hace pasar refrigerante 134a del estado de líquido saturado a 700 kPa hasta una presión de 160 kPa. Determine la disminución de temperatura durante este proceso y el volumen específico final del refrigerante. *Respuestas:* 42.3°C, 0.0344 m^3/kg

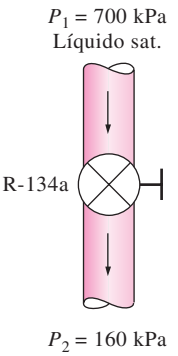


FIGURA P5-66

5-67 Por un dispositivo de estrangulamiento se hace pasar refrigerante 134a a 800 kPa y 25°C hasta una temperatura de −20°C. Determine la presión y la energía interna del refrigerante en el estado final. *Respuestas:* 133 kPa, 80.7 kJ/kg

5-68 Una válvula bien aislada se usa para estrangular vapor de 8 MPa y 500°C hasta 6 MPa. Determine la temperatura final del vapor. *Respuesta:* 490.1°C

5-69 Reconsidere el problema 5-68 y utilice el software EES (u otro) para investigar el efecto que la presión de salida del vapor tiene sobre la temperatura de salida después del estrangulamiento. Suponga que la presión varía de 6 a 1 MPa y grafique la temperatura de salida del vapor en función de la presión de salida. Analice los resultados.

5-70E Aire a 200 psia y 90°F se estrangula hasta la presión atmosférica de 14.7 psia. Determine la temperatura final del aire.

5-71 A una válvula de estrangulamiento entra gas dióxido de carbono a 5 MPa y 100°C, y sale a 100 kPa. Determine el cambio de temperatura durante este proceso si se supone que el CO_2 es *a*) un gas ideal y *b*) un gas real.

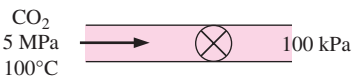


FIGURA P5-71

Cámaras de mezclado e intercambiadores de calor

5-72C Cuando dos corrientes de fluido se mezclan en una cámara de mezclado, ¿puede ser menor la temperatura de mezcla que la de ambas corrientes? Explique su respuesta.

5-73C Considere un proceso de mezclado de flujo estable. ¿En qué condiciones la energía llevada por las corrientes que

entran al volumen de control es igual a la energía que lleva la corriente saliente?

5-74C Se tiene un intercambiador de calor de flujo estable con dos corrientes de fluido distintas. ¿En qué condiciones la cantidad de calor que pierde un fluido es igual a la cantidad de calor que gana el otro?

5-75 A una cámara de mezclado entra una corriente de agua caliente a 80°C con un flujo másico de 0.5 kg/s, donde se mezcla con una corriente de agua fría a 20°C. Si se desea que la mezcla salga de la cámara a 42°C, determine el flujo másico de la corriente de agua fría. Suponga que las corrientes están a una presión de 250 kPa. *Respuesta:* 0.865 kg/s

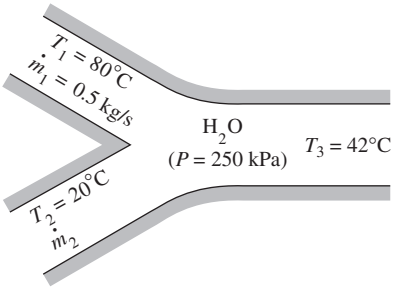


FIGURA P5-75

5-76 Agua líquida que está a 300 kPa y 20°C se calienta en una cámara, mezclándola con vapor sobrecalentado a 300 kPa y 300°C. El agua fría entra a la cámara a una tasa de 1.8 kg/s. Si la mezcla sale de la cámara de mezclado a 60°C, determine el flujo másico requerido del vapor sobrecalentado. *Respuesta:* 0.107 kg/s

5-77 En las termoeléctricas, los calentadores de agua de alimentación abiertos se utilizan con frecuencia para calentar el agua mezclándola con vapor extraído de la turbina en alguna etapa intermedia. Considere un calentador de este tipo que opera a una presión de 1 000 kPa, con el que se calentará agua de alimentación a 50°C y 1 000 kPa mediante vapor sobrecalentado a 200°C y 1 000 kPa. En un calentador ideal de agua de alimentación, la mezcla sale de éste como líquido saturado a la presión del agua de alimentación. Determine la relación de los flujos másicos de ésta y del vapor sobrecalentado. *Respuesta:* 3.73

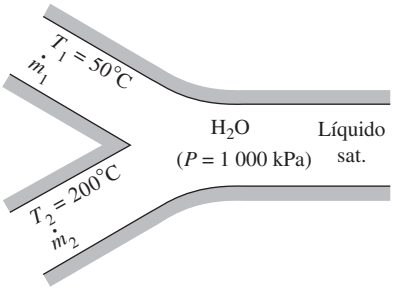


FIGURA P5-77

5-78E En una cámara se calienta agua que está a 50°F y 50 psia mezclándola con vapor saturado de agua a 50 psia. Si ambas corrientes entran a la cámara de mezclado con el mismo flujo másico, determine la temperatura y la calidad del vapor que sale. *Respuestas:* 281°F, 0.374

5-79 Se mezclan dos corrientes de refrigerante 134a, una está a 1 MPa y 12°C y la otra a 1 MPa y 60°C. Si el flujo másico de la corriente fría es el doble de la caliente, determine la temperatura y la calidad de la corriente de salida.

5-80 Retome el problema 5-79 y use el software EES (u otro) para investigar el efecto que el flujo másico de la corriente fría de R-134a tiene sobre la temperatura y la calidad de la corriente de salida. Suponga que la relación entre el flujo másico de la corriente fría y el de la caliente varía de 1 a 4. Grafique la temperatura de la mezcla y la calidad en función de la relación del flujo másico entre ambas corrientes. Analice los resultados.

5-81 En un condensador y con el uso de aire se enfriará refrigerante 134a de 1 MPa y 90°C hasta 1 MPa y 30°C. El aire entra a 100 kPa y 27°C con un flujo volumétrico de 600 m^3/min y sale a 95kPa y 60°C. Determine el flujo másico del refrigerante. *Respuesta:* 100 kg/min

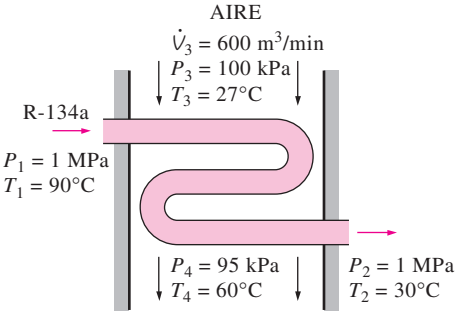


FIGURA P5-81

5-82E A la sección del evaporador de un sistema de aire acondicionado y de una ventana entra aire a 14.7 psia y 90°F con un flujo volumétrico de 200 $pies^3$/min. Al mismo evaporador entra refrigerante 134a a 20 psia con una calidad de 30 por ciento a una tasa de 4 lbm/min, y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) la tasa de transferencia de calor desde el aire.

5-83 En un condensador se enfría mediante agua refrigerante 134a a 700 kPa, 70°C y 8 kg/min hasta que existe como líquido saturado a la misma presión. El agua de enfriamiento entra al condensador a 300 kPa y 15°C y sale a 25°C a la misma presión. Determine el flujo másico del agua de enfriamiento requerido para enfriar el refrigerante.
Respuesta: 42.0 kg/min

5-84E En un sistema de calefacción se calienta aire al pasar sobre unos tubos dentro de los cuales fluye vapor en régimen permanente. El vapor entra al intercambiador de calor a 30 psia y 400°F a una tasa de 15 lbm/min y

sale a 25 psia y 212°F. El aire entra a 14.7 psia y 80°F y sale a 130°F. Determine el flujo volumétrico del aire en la entrada.

5-85 Al condensador de una termoeléctrica entra vapor a 20 kPa con una calidad de 95 por ciento y un flujo másico de 20 000 kg/h. Después se enfría con agua de un río cercano que se hace circular por los tubos dentro del condensador. Para evitar la contaminación térmica, no se permite que el agua del río experimente un aumento de temperatura superior a los 10°C. Si el vapor debe salir del condensador como líquido saturado a 20 kPa, determine el flujo másico de agua de enfriamiento requerido. *Respuesta:* 297.7 kg/s

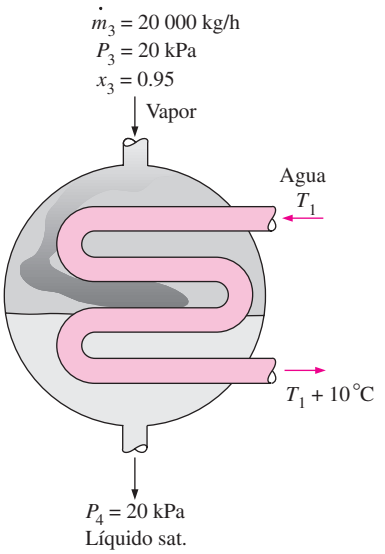


FIGURA P5-85

5-86 En el condensador de una termoeléctrica se condensará vapor a una temperatura de 50°C mediante el uso de agua de enfriamiento de un lago cercano, la cual entra a los tubos del condensador a 18°C a una tasa de 101 kg/s y sale a 27°C. Determine la tasa de condensación del vapor en el condensador. *Respuesta:* 1.60 kg/s

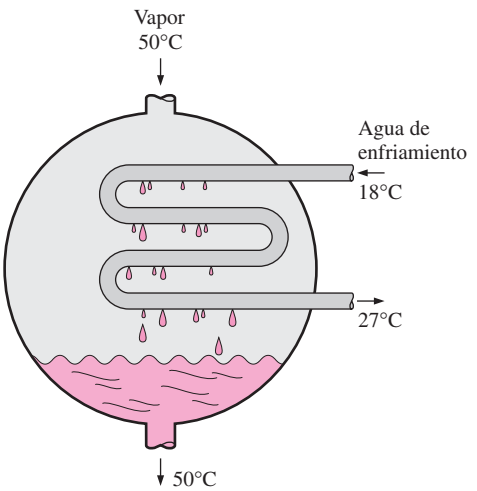


FIGURA P5-86

5-87 Retome el problema 5-86 y emplee el software EES (u otro) para investigar el efecto de la temperatura de entrada del agua de enfriamiento sobre la tasa de condensación del vapor. Suponga que la temperatura de entrada varía de 10 a 20°C y que la temperatura de salida permanece constante. Grafique la tasa de condensación del vapor contra la temperatura de entrada del agua de enfriamiento y analice los resultados.

5-88 Un intercambiador de calor calentará agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) de 25 a 60°C a una tasa de 0.2 kg/s. El calentamiento se llevará a cabo mediante agua geotérmica (c_p = 4.31 kJ/kg · °C) disponible a 140°C y con un flujo másico de 0.3 kg/s. Determine la tasa de transferencia de calor en el intercambiador de calor y la temperatura de salida del agua geotérmica.

5-89 En un intercambiador de calor se va a enfriar etilenglicol (c_p = 2.56 kJ/kg · °C) que fluye a una tasa de 2 kg/s de 80°C a 40°C, mediante agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) que entra a 20°C y sale a 55°C. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor y *b*) el flujo másico de agua.

5-90 Reconsidere el problema 5-89 y con el uso del software EES (u otro) investigue el efecto que tiene la temperatura del agua de enfriamiento sobre el flujo másico de agua. Suponga que la temperatura varía de 10 a 40°C y que la temperatura de salida permanece constante. Grafique el flujo másico del agua en función de la temperatura de entrada y analice los resultados.

5-91 Un intercambiador de calor de contraflujo de doble tubo y pared delgada se usa para enfriar aceite (c_p = 2.20 kJ/kg · °C) de 150 a 40°C a una tasa de 2 kg/s mediante agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C), la cual entra a 22°C a una tasa de 1.5 kg/s. Determine la tasa de transferencia de calor en el intercambiador y la temperatura de salida del agua.

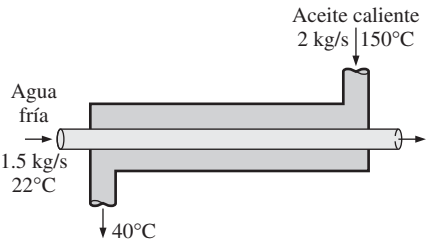


FIGURA P5-91

5-92 Agua fría (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) que se dirige a una regadera entra a un intercambiador de calor de contraflujo de doble tubo y pared delgada a 15°C a una tasa de 0.60 kg/s y se calienta a 45°C mediante agua caliente (c_p = 4.19 kJ/kg · °C) que entra a 100°C a una tasa de 3 kg/s. Determine la tasa de transferencia de calor en el intercambiador y la temperatura de salida del agua caliente.

5-93 En un intercambiador de flujo cruzado se precalentará aire (c_p = 1.005 kJ/kg · °C) mediante gases de escape calien-

tes, antes de que entre al horno. El aire ingresa al intercambiador de calor a 95 kPa y 20°C a una tasa de 0.8 m^3/s. Los gases de combustión (c_p = 1.10 kJ/kg · °C) entran a 180°C a una tasa de 1.1 kg/s y salen a 95°C. Determine la tasa de transferencia de calor hacia el aire y su temperatura de salida.

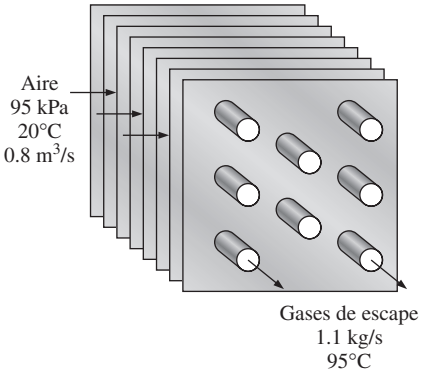


FIGURA P5-93

5-94 Un intercambiador de calor de coraza y tubo, bien aislado, se usa para calentar agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) en los tubos de 20 a 70°C a una tasa de 4.5 kg/s. El calor se suministra mediante aceite caliente (c_p = 2.30 kJ/kg · °C) que entra del lado de la coraza a 170°C a una tasa de 10 kg/s. Determine la tasa de transferencia de calor en el intercambiador y la temperatura de salida del aceite.

5-95E Se condensa vapor a 85°F en el lado de la coraza de un intercambiador de calor. Agua de enfriamiento entra a los tubos a 60°F a una tasa de 138 lbm/s y sale a 73°F. Si se supone que el intercambiador de calor está bien aislado, determine la tasa de transferencia de calor en el intercambiador y la tasa de condensación del vapor.

5-96 Un sistema de aire acondicionado requiere mezclar aires frío y tibio del exterior antes de enviar la mezcla a una habitación en operación estable. El aire frío entra a la cámara de mezclado a 5°C y 105 kPa a una tasa de 1.25 m^3/s, mientras que el tibio lo hace a 34°C y 105 kPa. El aire sale de la habitación a 24°C. La relación de los flujos másicos de ambas corrientes es 1.6. Por medio de calores específicos variables, determine *a*) la temperatura de mezcla en la entrada de la habitación y *b*) la tasa de ganancia de calor de la habitación.

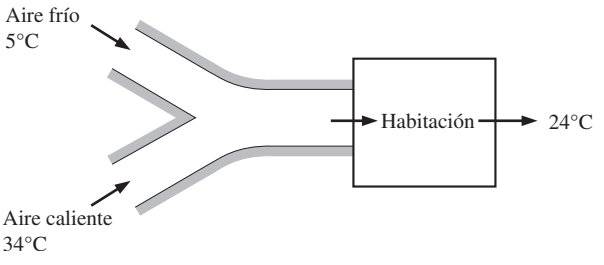


FIGURA P5-96

5-97 Los gases de escape calientes emitidos por una máquina de combustión interna se usarán para producir vapor de agua saturado a 2 MPa de presión. Los gases de escape entran al intercambiador de calor a 400°C a una tasa de 32 kg/min mientras que el agua entra a 15°C. El intercambiador no está bien aislado y se estima que 10 por ciento del calor que ceden los gases de escape se pierde en los alrededores. Si el flujo másico de los gases de escape es 15 veces el del agua, determine *a*) la temperatura de los gases de escape en la salida del intercambiador de calor y *b*) la tasa de transferencia de calor al agua. Use las propiedades de calor específico constante del aire para los gases de escape.

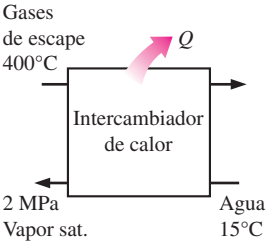


FIGURA P5-97

Flujo en tuberías y ductos

5-98 Una computadora de escritorio se enfría mediante un ventilador. Los componentes electrónicos de la computadora consumen 60 W de potencia en condiciones de carga total. La computadora operará en ambientes que se encuentran a temperaturas de hasta 45°C y alturas de hasta 3 400 m, donde la presión atmosférica promedio es de 66.63 kPa. La temperatura de salida del aire no debe exceder 60°C para satisfacer los requerimientos de confiabilidad. Asimismo, la velocidad promedio del aire no debe pasar de 110 m/min en la salida de la cubierta de la computadora donde se instala el ventilador para mantener bajo el nivel de ruido. Determine el flujo del ventilador que debe ser instalado y el diámetro de la cubierta del ventilador.

5-99 Repita el problema 5-98 para una computadora que consume 100 W de potencia.

5-100E A los tubos de una placa fría entra agua a 95°F con una velocidad promedio de 60 pies/min y sale a 105°F. El diámetro de los tubos es 0.25 pulg. Si se supone que 15 por ciento del calor generado por los componentes se disipa hacia los alrededores por convección y radiación, y que 85 por ciento restante se elimina mediante agua de enfriamiento, determine la cantidad de calor que generan los dispositivos electrónicos montados en la placa. *Respuesta:* 263 W

5-101 Una caja electrónica sellada se enfriará por medio de agua de la llave que fluye por los canales situados en dos lados de la caja. Se especifica que el aumento de temperatura del agua no debe pasar de 4°C. La disipación de potencia de la caja es 2 kW, que se elimina por completo mediante el agua. Si la caja opera 24 horas al día durante 365 días al año, determine el flujo másico de agua que fluye por la caja y la cantidad de agua de enfriamiento utilizada por año.

5-102 Repita el problema 5-101 para una disipación de potencia de 4 kW.

5-103 Un rollo largo de placa de acero al manganeso 1 Mn de 2 m de ancho y 0.5 cm de espesor (ρ = 7 854 kg/m^3 y c_p = 0.434 kJ/kg · °C) sale del horno a 820°C y se templará en un baño de aceite a 45°C hasta una temperatura de 51.1°C. Si la placa metálica se está moviendo a una velocidad estable de 10 m/min, determine la tasa requerida de eliminación de calor desde el aceite para mantener su temperatura constante en 45°C. *Respuesta:* 4 368 kW

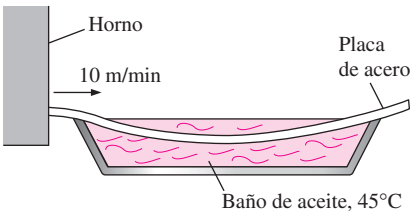


FIGURA P5-103

5-104 Retome el problema 5-103 y por medio del software EES (u otro) investigue el efecto que la velocidad de la placa de acero tiene sobre la tasa de transferencia de calor desde el baño de aceite. Suponga que la velocidad varía de 5 a 50 m/min y grafique la transferencia de calor en función de la velocidad de la placa. Analice los resultados.

5-105 Los componentes de un sistema electrónico, los cuales disipan 180 W, se localizan en un ducto horizontal de 1.4 m de largo cuya sección transversal es de 20 × 20 cm. Estos componentes se enfrían mediante aire que es forzado a entrar al ducto a 30°C y 1 atm a una tasa de 0.6 m^3/min, y sale a 40°C. Determine la tasa de transferencia de calor desde las superficies exteriores del ducto hacia el ambiente. *Respuesta:* 63 W

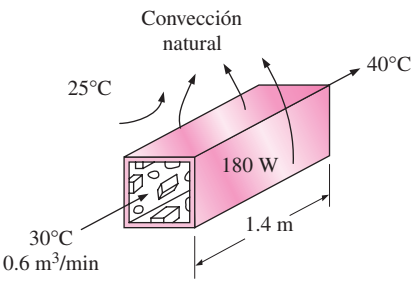


FIGURA P5-105

5-106 Repita el problema 5-105 para un ducto horizontal de 10 cm de diámetro.

5-107E Los requerimientos de agua caliente de una casa se satisfarán calentando agua desde 55°F hasta 180°F mediante un colector solar parabólico a una tasa de 4 lbm/s. El agua fluye por un tubo de aluminio delgado de 1.25 pulg de diámetro cuya superficie externa está anodizada en color negro con la finalidad de maximizar su capacidad de absorción solar. La línea central del tubo coincide con la línea focal del colector y se coloca una camisa de vidrio fuera del tubo para minimizar las pérdidas de calor. Si se transfiere energía solar al agua a una tasa neta de 400 Btu/h por pie de longitud del tubo, determine la longitud requerida del colector parabólico para satisfacer los requerimientos de agua caliente de esta casa.

5-108 Se tiene un tablero de circuito impreso (TCI) con un núcleo hueco de 12 cm de altura y 18 cm de largo que disipa un total de 20 W. El ancho del hueco en la parte media del TCI es de 0.25 cm. Si el aire de enfriamiento entra al núcleo de 12 cm de ancho a 32°C y 1 atm de presión a una tasa de 0.8 L/s, determine la temperatura promedio a la que el aire sale del núcleo hueco. *Respuesta:* 53.4°C

5-109 Una computadora que es enfriada por un ventilador contiene ocho TCI, cada uno de los cuales disipa 10 W de potencia. La altura de los TCI es de 12 cm y la longitud de 18 cm. Un ventilador de 25 W montado en la entrada provee el aire de enfriamiento. Si el aumento de temperatura del aire a medida que fluye por la cubierta de la computadora no excede los 10°C, determine *a*) la tasa de flujo de aire que necesita suministrar el ventilador y *b*) la fracción del aumento de temperatura del aire debida al calor que generan el ventilador y su motor. *Respuestas: a)* 0.0104 kg/s, *b)* 24 por ciento

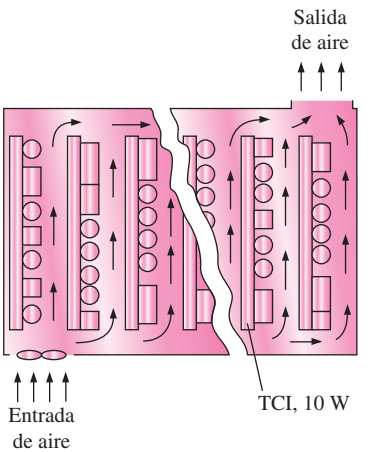


FIGURA P5-109

5-110 A una sección de 15 m entra agua caliente a 90°C a una velocidad promedio de 0.8 m/s, proveniente de una tubería de hierro colado cuyo diámetro interno es de 4 cm. La superficie exterior de la tubería está expuesta en un sótano al aire frío a 10°C. Si el agua sale del sótano a 88°C, determine la tasa de pérdida de calor desde el agua.

5-111 Reconsidere el problema 5-110 y use el software EES (u otro) para investigar el efecto del diámetro interno del tubo sobre la tasa de pérdida de calor. Suponga que el diámetro del tubo varía de 1.5 a 7.5 cm y grafique la tasa de la pérdida de calor en función del diámetro. Analice los resultados.

5-112 Una habitación de 5 × 6 × 8 m será calentada mediante un calentador de resistencia eléctrica colocado en un ducto corto. Al principio, la habitación está a 15°C y la presión atmosférica local es de 98 kPa, pero pierde calor de manera estable hacia el exterior a una tasa de 200 kJ/min. Un

ventilador de 200 W hace que el aire circule de forma estable a una tasa promedio de flujo másico de 50 kg/min a través del ducto y el calentador eléctrico. Se puede suponer que el ducto es adiabático y no entra ni sale aire de la habitación. Para que el aire alcance una temperatura promedio de 25°C deben transcurrir 15 min; por lo tanto, encuentre *a*) la potencia nominal del calentador eléctrico y *b*) el aumento de temperatura que el aire experimenta cada vez que pasa por el calentador.

5-113 Una casa tiene un sistema de calefacción eléctrico que consta de un ventilador de 300 W y un elemento de calefacción de resistencia eléctrica colocado en un ducto. El aire fluye de forma estable por el ducto a una tasa de 0.6 kg/s y experimenta un aumento de temperatura de 7°C. Se estima que la tasa de pérdida de calor del aire en el ducto es de 300 W. Determine la potencia nominal del elemento de calefacción de resistencia eléctrica. *Respuesta:* 4.22 kW

5-114 Una secadora de pelo es en realidad un ducto en el que se colocan algunas capas de resistencias eléctricas. Un pequeño ventilador jala aire exterior y lo fuerza a pasar por las resistencias, donde se calienta. A una secadora de pelo de 1 200 W entra aire a 100 kPa y 22°C, y sale a 47°C. El área de la sección transversal de la secadora en la salida es de 60 cm^2. Sin tomar en cuenta la potencia que consume el ventilador y las pérdidas térmicas por las paredes de la secadora, determine *a*) el flujo volumétrico del aire a la entrada y *b*) la velocidad del aire a la salida. *Respuestas: a)* 0.0404 m^3/s, *b)* 7.31 m/s

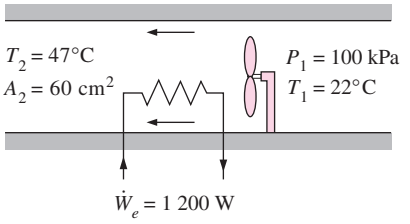


FIGURA P5-114

5-115 Retome el problema 5-114 y con el software EES (u otro) investigue el efecto del área de la sección transversal en la salida de una secadora de pelo sobre la velocidad de salida. Considere que el área de salida varía de 25 a 75 cm^2, grafique la velocidad de salida en función del área de sección transversal y analice los resultados. Incluya el efecto de la energía cinética de flujo en el análisis.

5-116 Los ductos de un sistema de calefacción de aire pasan por un área no calentada. Como resultado de las pérdidas de calor, la temperatura del aire en el ducto disminuye en 4°C. Si el flujo másico del aire es de 120 kg/min, determine la tasa de pérdida de calor del aire hacia el ambiente frío.

5-117E Al ducto de un sistema de aire acondicionado entra aire a 15 psia y 50°F a un flujo volumétrico de 450 $pies^3/s$. El diámetro del ducto es de 10 pulg y el calor se transfiere hacia el aire del ducto desde los alrededores a una tasa de 2 Btu/s. Determine *a*) la velocidad del aire en la entrada del ducto y *b*) la temperatura del aire en la salida.

5-118 En un tubo aislado de diámetro constante se calienta agua mediante un calentador de resistencia eléctrica de 7 kW. Si el agua entra al calentador en forma permanente a 20°C y sale a 75°C, determine el flujo másico de agua.

5-119 A una larga tubería horizontal con un diámetro de entrada $D_1 = 12$ cm entra vapor a 1 MPa y 300°C con una velocidad de 2 m/s. Corriente abajo las condiciones son 800 kPa y 250°C, y el diámetro es $D_2 = 10$ cm. Determine *a*) el flujo másico del vapor y *b*) la tasa de transferencia de calor. Respuestas: *a*) 0.0877 kg/s, *b*) 8.87 kJ/s.

Respuestas: a) 0.0877 kg/s, *b)* 8.87 kJ/s

5-120 A una tubería aislada entra vapor a 200 kPa y 200°C y sale a 150 kPa y 150°C. La relación entre los diámetros de entrada y salida para la tubería es $D_1/D_2 = 1.80$. Determine las velocidades de entrada y salida del vapor.

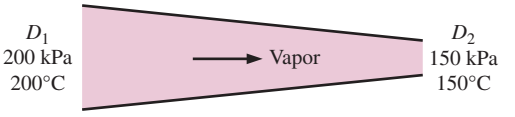


FIGURA P5-120

Procesos de carga y descarga

5-121 Un globo que al inicio contiene 50 m^3 de vapor a 100 kPa y 150°C se conecta mediante una válvula a un gran recipiente que suministra vapor a 150 kPa y 200°C. Se abre la válvula y el vapor entra al globo hasta que se alcanza el equilibrio de presión con el vapor en la línea de suministro. El volumen del material del globo aumenta linealmente con la presión. La transferencia de calor tiene lugar también entre el globo y los alrededores, y la masa del vapor en el globo se duplica al final del proceso. Determine la temperatura final y el trabajo de frontera durante este proceso.

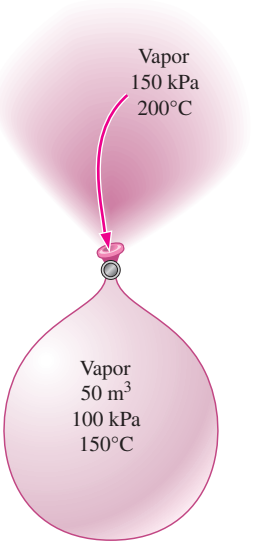


FIGURA P5-121

5-122 Un recipiente rígido y aislado que inicialmente está al vacío se conecta mediante una válvula a una línea de suministro que lleva vapor a 4 MPa. Se abre la válvula y el vapor fluye hacia el recipiente hasta que la presión llega a 4 MPa, punto en el que se cierra la válvula. Si la temperatura final en el recipiente es de 550°C, determine la temperatura del vapor en la línea de suministro y el trabajo de flujo por unidad de masa del vapor.

5-123 Un dispositivo vertical de cilindro-émbolo contiene al inicio 0.25 m^3 de aire a 600 kPa y 300°C. Se abre una válvula conectada al cilindro y se permite que el aire escape hasta que salen del cilindro tres cuartos de la masa, punto en el que el volumen es 0.05 m^3. Determine la temperatura final en el cilindro y el trabajo de frontera durante este proceso.

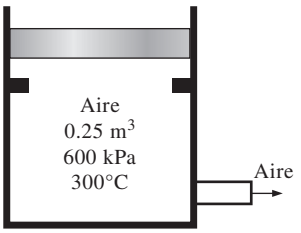


FIGURA P5-123

5-124 Un recipiente rígido y aislado, que al principio se encuentra al vacío, se conecta mediante una válvula a una línea de suministro que lleva helio a 200 kPa y 120°C. Se abre la válvula y el helio fluye hacia el recipiente hasta que la presión alcanza 200 kPa, punto en el que se cierra la válvula. Determine el trabajo de flujo del helio en la línea de suministro y la temperatura final del helio en el recipiente.

Respuestas: 816 kJ/kg, 655 K

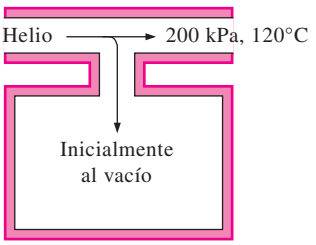


FIGURA P5-124

5-125 Se tiene una botella rígida de 8 L al vacío rodeada por la atmósfera, la cual está a 100 kPa y 17°C. Se abre una válvula conectada al cuello de la botella y se permite la entrada de aire atmosférico. Con el tiempo el aire atrapado en la botella alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera como resultado de la transferencia de calor por la pared de la botella. La válvula permanece abierta durante el proceso de modo que el aire atrapado alcanza también el equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia neta de calor por la pared de la botella durante este proceso de llenado.

Respuesta: $Q_{salida} = 0.8$ kJ

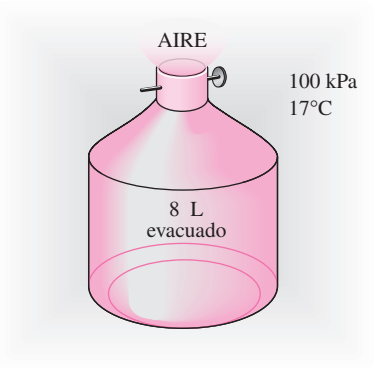


FIGURA P5-125

5-126 Un recipiente rígido, aislado, al principio está al vacío. Se abre una válvula y el aire atmosférico a 95 kPa y 17°C entra al recipiente hasta que la presión en el interior llega a 95 kPa, punto en el que se cierra la válvula. Determine la temperatura final del aire en el recipiente. Suponga calores específicos constantes. *Respuesta:* 406 K

5-127 Un recipiente rígido de 2 m^3 contiene aire a 100 kPa y 22°C y está conectado a una línea de alimentación por medio de una válvula. En la línea de suministro fluye aire a 600 kPa y 22°C. Se abre la válvula y se deja entrar el aire al recipiente hasta que la presión se iguala con la presión de la línea, punto en el que se cierra la válvula. Un termómetro colocado en el recipiente indica que la temperatura del aire en el estado final es de 77°C. Determine *a*) la masa del aire que entró al recipiente y *b*) la cantidad de transferencia de calor.

Respuestas: a) 9.58 kg, *b*) $Q_{salida} = 339$ kJ

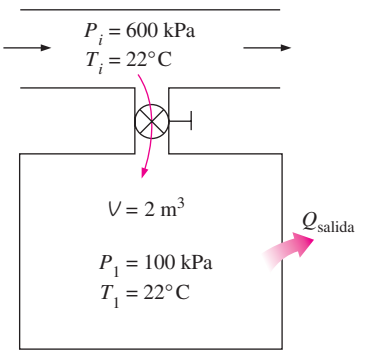


FIGURA P5-127

5-128 Un recipiente rígido de 0.2 m^3 contiene inicialmente refrigerante 134a a 8°C. En este estado, 70 por ciento de la masa está en la fase de vapor y el resto en la fase líquida. El recipiente se conecta mediante una válvula a una línea de suministro donde el refrigerante a 1 MPa y 100°C fluye de modo estable. Después, se abre un poco la válvula y se deja que el refrigerante entre al recipiente. Cuando la presión en éste llega a 800 kPa, todo el refrigerante contenido dentro existe sólo en la fase de vapor, en este punto se cierra la válvula. De-

termine *a*) la temperatura final en el recipiente, *b*) la masa de refrigerante que entró al recipiente y *c*) la transferencia de calor entre el sistema y los alrededores.

5-129E Un recipiente rígido de 3 pies^3 contiene al inicio vapor de agua saturado a 300°F y se halla conectado mediante una válvula a una línea de suministro que lleva vapor a 200 psia y 400°F. Luego se abre la válvula y se deja entrar vapor al recipiente. La transferencia de calor con los alrededores se lleva a cabo de tal manera que todo el tiempo la temperatura del recipiente permanece constante en 300°F. Se cierra la válvula cuando se observa que el agua líquida ocupa la mitad del recipiente. Determine *a*) la presión final en el recipiente, *b*) la cantidad de vapor que entró y *c*) la cantidad de transferencia de calor.

Respuestas: a) 67.03 psia, *b*) 85.74 lbm, *c*) 80 900 Btu

5-130 Un dispositivo vertical de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.01 m^3 de vapor a 200°C. La masa del émbolo sin fricción es tal que mantiene una presión constante de 500 kPa en el interior. Después se permite que entre al cilindro vapor a 1 MPa y 350°C desde una línea de suministro hasta que se duplica el volumen interno. Sin considerar alguna transferencia de calor que haya ocurrido durante el proceso, determine *a*) la temperatura final del vapor en el cilindro y *b*) la cantidad de masa que ha entrado. *Respuestas: a*) 261.7°C, *b*) 0.0176 kg

5-131 Un dispositivo vertical aislado que consta de cilindro-émbolo contiene al inicio 10 kg de agua, de los cuales 6 kg están en la fase vapor. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión constante de 200 kPa dentro del cilindro. Después se permite que entre vapor al cilindro a 0.5 MPa y 350°C desde una línea de suministro hasta que se evapora todo el líquido en el cilindro. Determine *a*) la temperatura final en el cilindro y *b*) la masa del vapor que entró.

Respuestas: a) 120.2°C, *b*) 19.07 kg

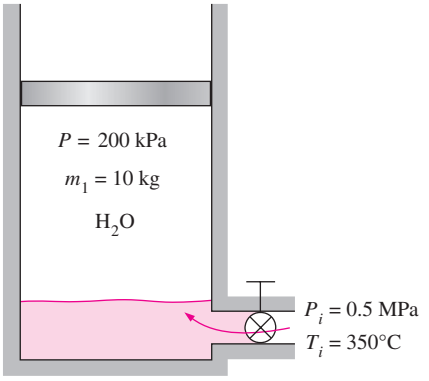


FIGURA P5-131

5-132 Un recipiente rígido de 0.12 m^3 contiene inicialmente refrigerante 134a a 1 MPa y una calidad de 100 por ciento. El recipiente está conectado por medio de una válvula a una línea de suministro que lleva refrigerante 134a a 1.2 MPa y 36°C. Se abre la válvula y se deja que el refrigerante entre al recipiente, para después cerrarla cuando se observa que éste contiene líquido saturado a 1.2 MPa. Determine *a*) la masa del refrigerante que ha entrado al recipiente y *b*) la cantidad de transferencia de calor. *Respuestas: a*) 128.4 kg, *b*) 1 057 kJ

5-133 Un recipiente rígido de 0.3 m^3 se llena con agua líquida saturada a 200°C. Se abre una válvula en el fondo del recipiente y se extrae líquido. Se transfiere calor al agua de tal manera que la temperatura del recipiente permanece constante. Determine la cantidad de calor que se debe transferir cuando se ha sacado la mitad de la masa total.

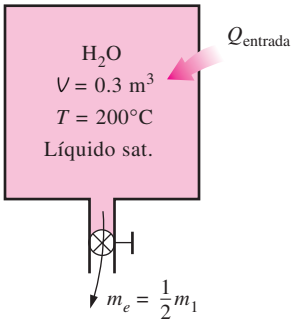


FIGURA P5-133

5-134 Un recipiente rígido de 0.12 m^3 contiene refrigerante 134a saturado a 800 kPa. Al inicio, 25 por ciento del volumen está ocupado por líquido y el resto por vapor. Se abre una válvula en el fondo del recipiente y se extrae líquido. Se transfiere calor hacia el refrigerante de tal manera que la presión dentro del recipiente permanece constante. La válvula se cierra cuando no queda líquido en el recipiente y comienza a salir vapor. Determine la transferencia total de calor para este proceso. *Respuesta:* 201.2 kJ

5-135E Un recipiente rígido de 4 pies^3 contiene refrigerante 134a saturado a 100 psia. Al principio, 20 por ciento del volumen está ocupado por el líquido y el resto por vapor; después se abre una válvula colocada en la parte superior del recipiente y se permite que el vapor escape lentamente. Se transfiere calor al refrigerante de tal manera que la presión dentro del recipiente permanezca constante. La válvula se cierra cuando se evapora la última gota de líquido del recipiente. Determine la transferencia total de calor para este proceso.

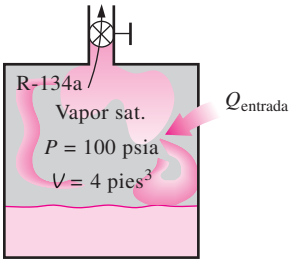


FIGURA P5-135E

5-136 Un recipiente rígido de 0.2 m^3 equipado con un regulador de presión contiene vapor a 2 MPa y 300°C. Se calienta el vapor y el regulador mantiene la presión de vapor constante al dejar salir algo de éste, pero la temperatura interna aumenta. Determine la cantidad de calor transferido cuando la temperatura del vapor alcanza 500°C.

5-137 Una olla de presión de 4 L tiene una presión de operación de 175 kPa. Al inicio, la mitad del volumen se llena con líquido y la otra con vapor. Si se desea que la olla de presión no se quede sin agua durante una hora, determine la tasa más alta de transferencia de calor permitida.

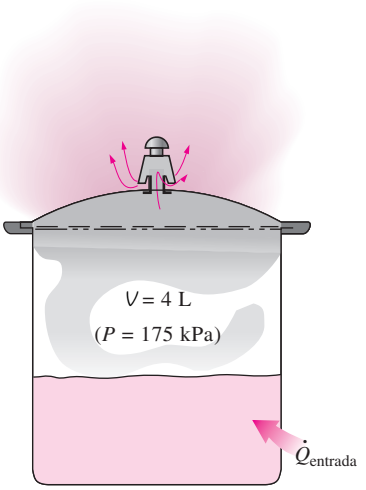


FIGURA P5-137

5-138 Un recipiente aislado de 0.08 m^3 contiene helio a 2 MPa y 80°C. Se abre una válvula que permite que se escape algo del helio y se cierra cuando la mitad de la masa inicial ha escapado. Determine la temperatura y la presión finales del recipiente. *Respuestas:* 225 K, 637 kPa

5-139E Un recipiente rígido y aislado de 60 $pies^3$ contiene aire a 75 psia y 120°F. Se abre una válvula conectada al recipiente y se deja escapar aire hasta que la presión interna baja a 30 psia. La temperatura del aire durante este proceso se mantiene constante mediante un calentador de resistencia eléctrica colocado en el recipiente. Determine el trabajo eléctrico hecho durante este proceso.

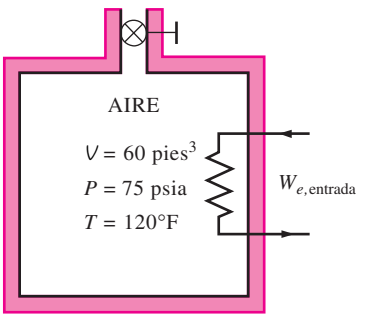


FIGURA P5-139E

5-140 Un dispositivo vertical de cilindro-émbolo contiene al inicio 0.2 m^3 de aire a 20°C. La masa del émbolo es tal que una presión constante de 300 kPa se mantiene en el interior. A continuación se abre una válvula conectada al cilindro y se permite que el aire escape hasta que el volumen dentro del cilindro disminuye a la mitad. La transferencia de calor durante este proceso es tal que la temperatura del aire en el cilindro permanece constante. Determine *a*) la cantidad de aire que ha salido del cilindro y *b*) la cantidad de transferencia de calor. *Respuestas: a)* 0.357 kg, *b)* 0

5-141 Un globo contiene al inicio 65 m^3 de gas helio en condiciones atmosféricas de 100 kPa y 22°C y está conectado por medio de una válvula a un gran depósito que suministra gas helio a 150 kPa y 25°C. Entonces se abre la válvula y el helio entra al globo hasta que se alcanza el equilibrio de presión con el helio en la línea de suministro. El globo está hecho de un material cuyo volumen se incrementa de modo lineal con la presión. Si durante el proceso no tiene lugar ninguna transferencia de calor, determine la temperatura final en el globo. *Respuesta:* 334 K

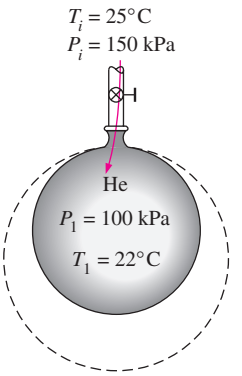


FIGURA P5-141

5-142 Un dispositivo vertical aislado que consta de cilindro-émbolo contiene al inicio 0.8 m^3 de refrigerante 134a a 1.2 MPa y 120°C. Un resorte lineal en este punto aplica toda su fuerza al émbolo. Después se abre una válvula conectada al

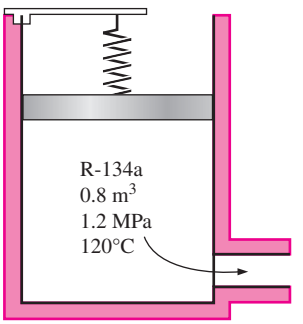


FIGURA P5-142

cilindro y se deja escapar el refrigerante. El resorte se descomprime cuando el émbolo baja, mientras que la presión y el volumen disminuyen a 0.6 MPa y 0.5 m^3 al final del proceso. Determine *a*) la cantidad de refrigerante que ha escapado y *b*) la temperatura final del refrigerante.

5-143 Un recipiente rígido aislado de 2 m^3 que al principio contiene vapor de agua saturado a 1 MPa se conecta mediante una válvula a una línea de suministro que lleva vapor a 400°C. Se abre la válvula y el vapor fluye lentamente hacia el recipiente hasta que la presión aumenta a 2 MPa, instante en el que se mide la temperatura del recipiente en 300°C. Determine la masa del vapor que ha entrado y la presión del vapor en la línea de suministro.

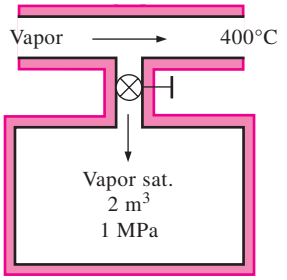


FIGURA P5-143

5-144 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene al inicio 0.6 kg de vapor con un volumen de 0.1 m^3. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión constante de 800 kPa. El cilindro está conectado mediante una válvula a la línea de suministro que lleva vapor a 5 MPa y 500°C. Después se abre la válvula para dejar fluir lentamente vapor hacia el cilindro hasta que se duplica su volumen y la temperatura en el cilindro alcanza 250°C, punto en el cual se cierra la válvula. Determine *a*) la masa del vapor que ha entrado y *b*) la cantidad de transferencia de calor.

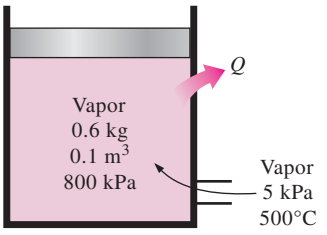


FIGURA P5-144

Problemas de repaso

5-145 Un recipiente de diámetro $D_0 = 10$ m se llena inicialmente con agua, 2 m arriba del centro de una válvula de diámetro $D = 10$ cm y cerca del fondo. La superficie del recipiente está abierta a la atmósfera y el recipiente drena por una tubería de longitud $L = 100$ m conectada a la válvula. El factor de fricción de la tubería es $f = 0.015$ y la velocidad de descarga se expresa como $V = \sqrt{\dfrac{2gz}{1.5 + fL/D}}$ donde z es la altura del agua arriba del centro de la válvula. Determine *a*) la velocidad de descarga inicial del recipiente y *b*) el tiempo requerido para vaciar el recipiente. Se puede considerar que el recipiente está vacío cuando el nivel del agua desciende hasta el centro de la válvula.

5-146 Hacia una alberca cuya sección transversal mide 3 × 4 m se bombea agua subterránea mientras se descarga por un orificio de 5 cm de diámetro a una velocidad promedio constante de 5 m/s. Si el nivel del agua en la alberca se eleva a una tasa de 1.5 cm/min, determine la tasa a la cual se suministra agua a la alberca, en m^3/s.

5-147 La velocidad de un líquido que fluye en una tubería circular de radio R que se halla en una pared varía de cero hasta un máximo en el centro de la tubería. La distribución de velocidad en la tubería se puede representar como $V(r)$, donde r es la distancia radial desde el centro de la tubería. Con base en la definición de flujo másico $\dot{m}$, obtenga una relación para la velocidad promedio en términos de $V(r)$, R y r.

5-148 A una tobera que tiene una relación de área entre entrada y salida de 2:1 entra aire a 4.18 kg/m^3 con una velocidad de 120 m/s, y sale con otra de 380 m/s. Determine la densidad del aire en la salida. *Respuesta:* 2.64 kg/m^3

5-149 El aire de una sala de hospital de 6 × 5 × 4 m se reemplazará por completo cada 15 minutos usando aire acondicionado. Si la velocidad promedio del aire en el ducto circular que conduce a la sala no debe ser mayor que 5 m/s, determine el diámetro mínimo del ducto.

5-150 Un rollo largo de placa de acero al manganeso 1 Mn de 1 m de ancho y 0.5 cm de espesor ($\rho = 7\,854$ kg/m^3) sale de un horno para después ser templado en un baño de aceite a una temperatura especificada. Si la lámina de metal se mueve a una velocidad estable de 10 m/min, determine el flujo másico de la placa de acero por el baño de aceite.

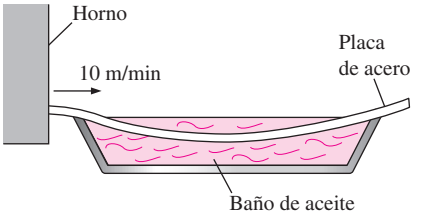


FIGURA P5-150

5-151E Está bien establecido que la calidad del aire interior (CAI) en un lugar de trabajo tiene un efecto importante en la salud general y productividad de los empleados. En un estudio reciente se encontró que mejorar la CAI al incrementar la ventilación del edificio de 5 a 20 pies cúbicos por minuto aumentó la productividad en 0.25 por ciento, evaluada en $90 por persona por año, y redujo las enfermedades respiratorias en 10 por ciento con un ahorro anual promedio de $39 por persona, mientras que el consumo anual de energía subió en $6 y el costo del equipo en $4 por persona al año (*ASHRAE Journal*, diciembre de 1998). Para un lugar de trabajo con 120

empleados, determine el beneficio monetario neto anual que el empleador obtiene por instalar un sistema mejorado de CAI. *Respuesta:* $14 280/año

5-152 A una tubería entra aire a 50°C y 200 kPa y sale a 40°C y 150 kPa. Se estima que la pérdida de calor de la tubería es de 3.3 kJ por kg de aire que fluye por la tubería, mientras que la relación de diámetro para ésta es $D_1/D_2 = 1.8$. Utilice calores específicos constantes para el aire y determine las velocidades de entrada y salida del aire. *Respuestas:* 28.6 m/s, 120 m/s

5-153 En una planta de energía geotérmica, el agua geotérmica entra a la cámara de evaporación (una válvula de estrangulamiento) a 230°C como líquido saturado a una tasa de 50 kg/s. El vapor resultante del proceso de evaporación instantánea entra a una turbina y sale a 20 kPa con un contenido de humedad de 5 por ciento. Determine la temperatura del vapor después del proceso de evaporación instantánea y la salida de potencia de la turbina si la presión del vapor en la salida de la cámara de evaporación es *a*) 1 MPa, *b*) 500 kPa, *c*) 100 kPa, *d*) 50 kPa.

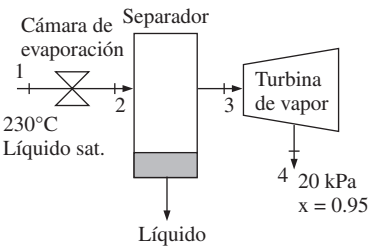


FIGURA P5-153

5-154 Los requerimientos de agua caliente de una casa se satisfacen mediante un calentador de agua eléctrico de 60 L cuyos calentadores tienen una potencia nominal de 1.6 kW. El recipiente de agua caliente está lleno al inicio con agua caliente a 80°C. Una persona se baña en la regadera mezclando un flujo constante de agua caliente del recipiente con agua fría a 20°C a una tasa de 0.06 kg/s. Después de estar 8 minutos en la regadera, la temperatura del agua en el recipiente baja a 60°C. El calentador permaneció encendido durante el baño y el agua caliente extraída del recipiente se reemplazó con agua fría al mismo flujo. Determine el flujo másico de agua caliente extraída del recipiente durante el baño y la temperatura promedio del agua mezclada utilizada para el baño.

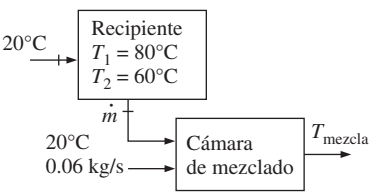


FIGURA P5-154

5-155 En una caldera alimentada con gas se hierve agua a 150°C mediante gases calientes que pasan por una tubería de acero inoxidable sumergida en el agua. Si la tasa de transferencia de calor desde los gases calientes al agua es de 74 kJ/s, determine la tasa de evaporación del agua.

5-156 A un generador de vapor entra agua fría a 20°C y sale como vapor saturado a 150°C. Determine la fracción de calor utilizada en el generador de vapor para precalentar el agua líquida de 20°C a la temperatura de saturación de 150°C.

5-157 A un generador de vapor entra agua fría a 20°C y sale como vapor saturado a la presión de la caldera. ¿A qué presión la cantidad de calor necesaria para precalentar el agua a la temperatura de saturación será igual al calor necesario para evaporar el líquido a la presión de la caldera?

5-158 En una placa vertical que se mantiene a 90°C se condensa vapor saturado a 1 atm mediante la circulación de agua de enfriamiento por el otro lado. Si la tasa de transferencia de calor mediante condensación a la placa es de 180 kJ/s, determine la tasa a la cual el condensado escurre por el fondo de la placa.

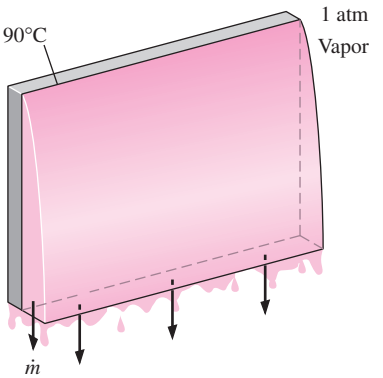


FIGURA P5-158

5-159 Se hierve agua a 100°C mediante una resistencia eléctrica de 3 kW. Determine la tasa de evaporación del agua.

FIGURA P5-159

5-160 Dos corrientes del mismo gas ideal con diferentes flujos másicos y temperaturas se combinan en un dispositivo de mezclado adiabático de flujo estable. Si se suponen calores

específicos constantes, encuentre la expresión más simple para la temperatura de mezcla escrita en la forma

$$T_3 = f\left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_3}, \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3}, T_1, T_2\right)$$

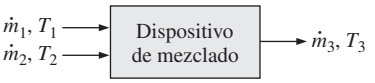


FIGURA P5-160

5-161 Un gas ideal se expande en una turbina adiabática de 1 200 K, 600 kPa a 700 K. Determine en m^3/s el flujo volumétrico del gas en la entrada de la turbina requerido para producir trabajo a una tasa de 200 kW. Los valores promedio de los calores específicos para este gas en el intervalo de temperatura son c_p = 1.13 kJ/kg · K y vc = 0.83 kJ/kg · K. R = 0.30 kJ/kg · K.

5-162 Se tienen dos edificios idénticos: uno en Los Ángeles, California, donde la presión atmosférica es de 101 kPa, y el otro en Denver, Colorado, donde es de 83 kPa. Ambos edificios se mantienen a 21°C y la tasa de filtración para los dos es 1.2 cambios de aire por hora (CAH). Es decir, todo el aire del edificio se remplaza con aire del exterior 1.2 veces por hora en un día, cuando la temperatura externa en las dos ciudades es de 10°C. Sin tomar en cuenta el calor latente, determine la relación de las pérdidas de calor por infiltración en ambas urbes.

5-163 El ventilador del baño de un edificio tiene un flujo volumétrico de 30 L/s y opera continuamente. El edificio se mantiene todo el tiempo a 22°C y se localiza en San Francisco, California, donde la temperatura promedio en invierno es de 12.2°C. El edificio es calentado mediante electricidad cuyo costo unitario es $0.09/kWh. Determine la cantidad y el costo del calor "descargado" por mes en invierno.

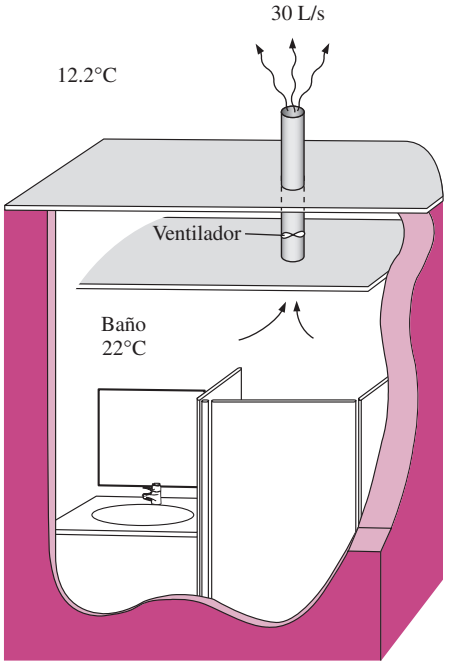


FIGURA P5-163

5-164 En un caluroso día de verano un gran salón de clases alberga a 150 estudiantes, quienes disipan 60 W de calor sensible cada uno. Todas las luces, con una potencia nominal de 6.0 kW, se mantienen encendidas. El salón no tiene paredes externas, por lo tanto la ganancia de calor a través de las paredes y el techo es insignificante. Se cuenta con aire enfriado a 15°C y la temperatura del aire de retorno no debe pasar de 25°C. Determine en kg/s el flujo requerido de aire que debe suministrarse al salón para mantener constante la temperatura promedio del salón. *Respuesta:* 1.49 kg/s

5-165 Pollos con una masa promedio de 2.2 kg y calor específico promedio de 3.54 kJ/kg · °C se van a enfriar usando agua helada que está a 0.5°C y que entra a un enfriador de inmersión de flujo continuo. Los pollos son introducidos al enfriador a una temperatura uniforme de 15°C a razón de 500 pollos por hora y se enfrían hasta una temperatura promedio de 3°C antes de sacarlos. El enfriador gana calor de los alrededores a una tasa de 200 kJ/h. Determine *a*) la tasa de eliminación de calor de los pollos, en kW, y *b*) el flujo másico del agua, en kg/s, si el aumento de temperatura del agua no debe pasar de 2°C.

5-166 Repita el problema 5-165 pero suponga que la ganancia de calor del enfriador es insignificante.

5-167 En una planta de productos lácteos, la leche a 4°C se pasteuriza en forma continua a 72°C a una tasa de 12 L/s durante 24 h por día los 365 días del año. La leche se calienta a la temperatura de pasteurización mediante agua calentada por una caldera que tiene una eficiencia de 82 por ciento y que es alimentada con gas natural. Posteriormente, la leche pasteurizada se enfría con agua fría a 18°C antes de refrigerarla de nuevo a 4°C. Para ahorrar energía y dinero, la planta instala un regenerador que tiene una efectividad de 82 por ciento. Si el costo del gas natural es de $1.10/unidad térmica (1 unidad térmica = 105 500 kJ), determine cuánta energía y dinero ahorra esta compañía por año al usar el generador.

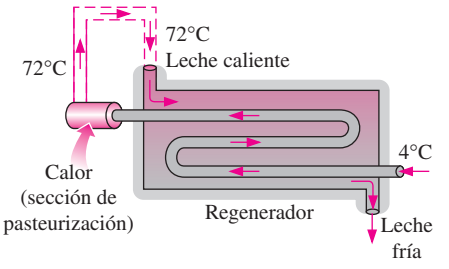


FIGURA P5-167

5-168E Un sistema de refrigeración fue diseñado para enfriar huevos (ρ = 67.4 lbm/pie^3 y c_p = 0.80 Btu/lbm · °F) cuya masa promedio es de 0.14 lbm. El enfriamiento se hará mediante aire a 34°F a una tasa de 10 000 huevos por hora

desde una temperatura inicial de 90°F hasta otra promedio final de 50°F. Determine *a*) la tasa de eliminación de calor de los huevos, en Btu/h y *b*) el flujo volumétrico en pies^3/h requerido por el aire si su aumento de temperatura del aire no debe ser mayor a 10°F.

5-169 El calor de hidratación de una pasta, de 15 kJ/kg, hará que aumente su temperatura a niveles no deseados a menos que se utilice algún mecanismo de enfriamiento. Una manera práctica de absorber el calor de hidratación es usar agua refrigerada al amasar la pasta. Si la receta dicta que se requiere mezclar 2 kg de harina con 1 kg de agua y la temperatura del agua de la ciudad es 15°C, determine la temperatura a la que se debe enfriar esta agua antes de realizar la mezcla, con la finalidad de que el agua absorba todo el calor de hidratación cuando la temperatura del agua sube a 15°C. Tome los calores específicos de la harina y el agua como 1.76 y 4.18 kJ/kg · °C, respectivamente. *Respuesta:* 4.2°C

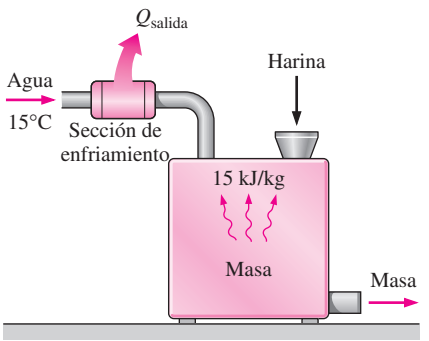


FIGURA P5-169

5-170 Una instalación de lavado de botellas de vidrio utiliza un baño de agua con agitación perfecta a 55°C, el cual está colocado en el suelo. Las botellas entran a una tasa de 800 por minuto a una temperatura ambiente de 20°C y salen a la temperatura del agua. Cada botella tiene una masa de 150 gramos y elimina 0.2 gramos de agua cuando sale del baño de agua. El agua de reposición se suministra a 15°C. Sin considerar ninguna pérdida de calor de las superficies externas del baño, determine la tasa a la que *a*) el agua y *b*) el calor se deben suministrar para mantener una operación estable.

5-171 Repita el problema 5-170 para una temperatura en el baño de agua de 50°C.

5-172 Largos alambres de aluminio cuyo diámetro es de 3 mm (ρ = 2 702 kg/m^3 y c_p = 0.896 kJ/kg · °C) se someten a extrusión a una temperatura de 350°C y se enfrían hasta 50°C con aire atmosférico que está a 30°C. Si la extrusión del alambre se lleva a cabo a una velocidad de 10 m/min, determine la tasa de transferencia de calor del alambre hacia el cuarto de extrusión.

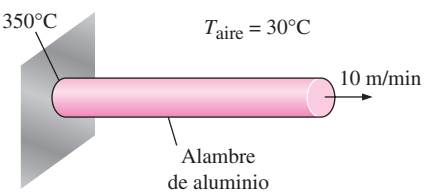


FIGURA P5-172

5-173 Repita el problema 5-172 para un alambre de cobre (ρ = 8 950 kg/m^3 y c_p + 0.383 kJ/kg · °C).

5-174 En el exterior de un tubo de cobre horizontal delgado de 5 m de largo y 3 cm de diámetro se condensa vapor que se halla a 40°C a[illegible] el agua que entra al tubo a 25°C con una velocidad promedio de 2 m/s y que sale a 35°C. Determine la tasa de condensación del vapor. *Respuesta:* 0.0245 kg/s

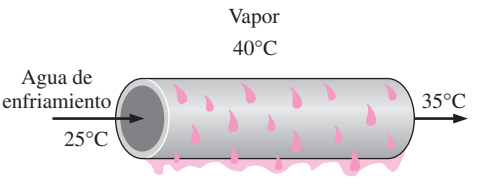


FIGURA P5-174

El condensador de una termoeléctrica opera a una presión de 0.95 psia y consta de 144 tubos horizontales dispuestos en un arreglo cuadrado de 12 × 12. El vapor se condensa en las superficies externas de los tubos cuyos diámetros interno y externo son 1 pulg y 1.2 pulg, respectivamente. Si el vapor se condensará a una tasa de 6 800 lbm/h y el aumento de temperatura del agua de enfriamiento se limita a 8°F, determine *a*) la tasa de transferencia de calor desde el vapor hacia el agua de enfriamiento y *b*) la velocidad promedio del agua de enfriamiento por los tubos.

5-176 Se condensará vapor saturado del refrigerante 134a a medida que fluya por un tubo de 1 cm de diámetro a una tasa de 0.1 kg/min. Determine la tasa de transferencia de calor del refrigerante. ¿Cuál sería la respuesta si el refrigerante condensado se enfriara a 20°C?

5-177E La presión atmosférica promedio en Spokane, Washington (altura = 2 350 pies), es 13.5 psia, mientras que su temperatura promedio en invierno es de 36.5°F. La prueba de presurización de una vieja casa de 9 pies de alto y 3 000 pies^2 reveló que la tasa de infiltración promedio de la casa es de 2.2 cambios de aire por hora (CAH). Es decir, cada hora todo el aire de la casa se reemplaza 2.2 veces por aire exterior. Se sugiere que es posible reducir la tasa de infiltración de la casa a la mitad (1.1 CAH) si se acondicionan puertas y ventanas para el invierno. Si la casa se calienta mediante gas natural cuyo costo unitario es de $1.24/unidad térmica y la temporada cálida se toma como seis meses, determine cuánto ahorra el dueño de la casa en costos anuales de calefacción mediante este proyecto de preparación para el invierno. Suponga que la casa se mantiene todo el tiempo a 72°C y que la eficiencia del horno es 0.65. Suponga también que la carga de calor latente durante la temporada de calor es insignificante.

5-178 Determine la tasa de pérdida de calor sensible de un edificio debido a la infiltración, si el aire del exterior a −5°C

y 90 kPa entra al edificio a una tasa de 35 L/s cuando los interiores se mantienen a 20°C.

5-179 El flujo máximo de las regaderas estándar es aproximadamente de 3.5 gpm (13.3 L/min) y se puede reducir a 2.75 gpm (10.5 L/min) si se cambia a regaderas de bajo flujo equipadas con controladores de flujo. Considere una familia de cuatro individuos en la que cada uno se ducha durante 5 minutos todas las mañanas. El agua de la ciudad a 15°C se calienta hasta 55°C en un calentador eléctrico y se entibia a 42°C mediante agua fría en la tubería de conexión en forma de "T" de la regadera antes de salir. Suponiendo un calor específico constante de 4.18 kJ/kg · °C para el agua, determine *a*) la relación de los flujos de agua caliente y fría cuando entran a la "T" y *b*) la cantidad total de electricidad en kWh que se ahorrará por año si se reemplazan las regaderas estándar por las de poco flujo.

5-180 Retome el problema 5-179 y mediante el software EES (u otro) investigue el efecto que tiene la temperatura de entrada del agua fría sobre la energía ahorrada al usar regaderas de bajo flujo. Suponga que la temperatura varía de 10°C a 20°C y grafique los ahorros de energía eléctrica en función de la temperatura de entrada del agua. Analice los resultados.

5-181 Un ventilador es propulsado por un motor de 0.5 hp y entrega aire a una tasa de 85 m^3/min. Determine el valor más alto de la velocidad promedio del aire movilizado por el ventilador. Tome la densidad del aire como 1.18 kg/m^3.

5-182 Un sistema de aire acondicionado requiere un flujo a una tasa de 180 m^3/min en el ducto de suministro principal. La velocidad promedio del aire en el ducto circular no debe ser mayor que 10 m/s para evitar vibración excesiva y caídas de presión. Si se supone que el ventilador convierte 70 por ciento de la energía eléctrica que consume en energía cinética del aire, determine el tamaño del motor eléctrico necesario para impulsar el ventilador y el diámetro del ducto principal. Tome la densidad del aire como 1.20 kg/m^3.

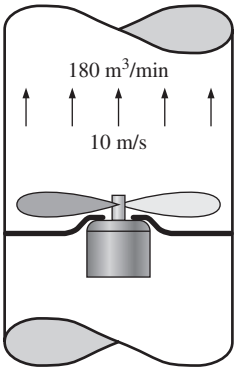


FIGURA P5-182

5-183 Considere un frasco rígido de volumen V rodeado por aire atmosférico a una presión P_0 y temperatura T_0. Se abre una válvula en el cuello del frasco, el aire atmosférico entra al frasco y queda atrapado en éste, donde alcanza finalmente el equilibrio térmico con la atmósfera como resultado de la transferencia de calor a través de la pared del frasco. La válvula permanece abierta durante el proceso, de modo que el aire atrapado también alcanza el equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine, en términos de las propiedades del sistema y de la atmósfera circundante, la transferencia neta de calor a través de la pared del frasco durante este proceso de llenado.

5-184 Un compresor adiabático se accionará mediante un acoplamiento directo a una turbina de vapor adiabática que también impulsa a un generador. El vapor entra a la turbina a 12.5 MPa y 500°C a una tasa de 25 kg/s, y sale a 10 kPa con una calidad de 0.92. El aire entra al compresor a 98 kPa y 295 K a una tasa de 10 kg/s y sale a 1 MPa y 620 K. Determine la potencia neta que la turbina entrega al generador.

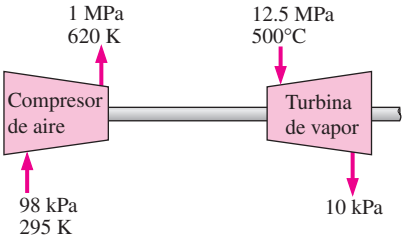


FIGURA P5-184

5-185 Por una regadera fluye agua en forma permanente a una tasa de 10 L/min. Un calentador de resistencia eléctrica colocado en la tubería calienta el agua de 16 a 43°C. Si se toma la densidad del agua como 1 kg/L, determine en kW la entrada de potencia eléctrica al calentador.

En un esfuerzo por conservar la energía, se propone pasar el agua tibia drenada que está a una temperatura de 39°C por un intercambiador de calor para precalentar el agua fría entrante. Si el intercambiador de calor tiene una efectividad de

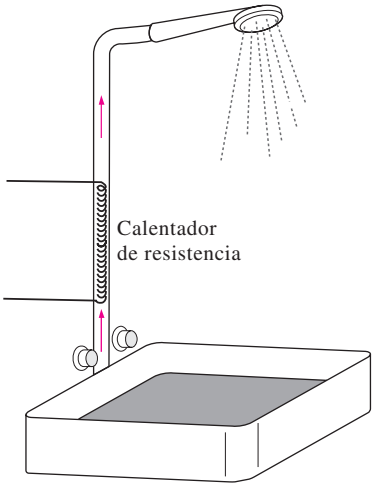


FIGURA P5-185

0.50 (es decir, se recupera sólo la mitad de la energía que el agua drenada puede transferir a la fría), determine la entrada de potencia eléctrica requerida en este caso. Si el precio de la energía eléctrica es de 8.5 ¢/kWh, determine cuánto dinero se ahorra durante una ducha de 10 minutos como resultado de instalar este intercambiador de calor.

5-186 Reconsidere el problema 5-185 y con el software EES (u otro) investigue el efecto que tiene la efectividad del intercambiador de calor en el dinero ahorrado. Suponga que el intervalo de efectividad varía de 20 a 90 por ciento y grafique el dinero ahorrado en función de la efectividad. Analice los resultados.

5-187 A una turbina entra vapor de manera estable a 10 MPa y 550°C con una velocidad de 60 m/s, y sale a 25 kPa con una calidad de 95 por ciento. Durante el proceso ocurre una pérdida de calor de 30 kJ/kg. El área de entrada de la turbina es de 150 cm^2 y la de salida de 1 400 cm^2. Determine *a*) el flujo másico del vapor, *b*) la velocidad de salida y *c*) la salida de potencia.

5-188 Retome el problema 5-187 y emplee el software EES (u otro) para investigar los efectos que producen el área de salida y la presión de salida de la turbina en la velocidad de salida y la producción de potencia de la turbina. Suponga que la presión varía de 10 a 50 kPa (con la misma calidad) y que el área varía de 1 000 a 3 000 cm^2. Grafique la velocidad de salida y la potencia producida en función de la presión de salida para áreas de salida de 1 000, 2 000 y 3 000 cm^2. Analice los resultados.

5-189E A un compresor adiabático entra refrigerante 134a a 15 psia y 20°F con un flujo volumétrico de 10 $pies^3/s$, y sale a una presión de 100 psia. La entrada de potencia al compresor es de 45 hp. Calcule *a*) el flujo másico del refrigerante y *b*) la temperatura de salida.

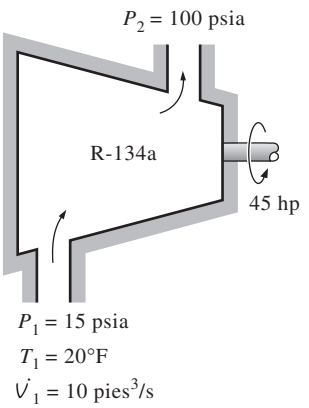


FIGURA P5-189E

5-190 En las grandes centrales eléctricas que funcionan con turbinas de gas, el aire se precalienta mediante gases de escape, antes de que entre a la cámara de combustión, en un intercambiador de calor conocido como *regenerador*. El aire entra al regenerador a 1 MPa y 550 K con un flujo másico de 800 kg/min, y el calor se transfiere al aire a una tasa de 3 200 kJ/s. Los gases de salida entran al generador a 140 kPa y 800 K y salen a 130 kPa y 600 K. Considere a los gases de escape como aire y determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) el flujo másico de los gases de escape. *Respuestas: a*) 775 K, *b*) 14.9 kg/s

5-191 Se propone adquirir un calentador de agua que consiste en una tubería aislada de 5 cm de diámetro, la cual posee un resistor eléctrico dentro. El agua fría a 20°C entra de manera estable a la sección de calentamiento a una tasa de 30 L/min. Si el agua se calentara a 55°C, determine *a*) la potencia nominal del calentador de resistencia y *b*) la velocidad promedio del agua en la tubería.

5-192 En las grandes termoeléctricas, el agua de alimentación se calienta comúnmente en un calentador cerrado mediante vapor extraído de la turbina en alguna etapa. El vapor entra al calentador a 1 MPa y 200°C y sale como líquido saturado a la misma presión; mientras que el agua de alimentación entra al calentador a 2.5 MPa y 50°C y sale a 10°C por debajo de la temperatura de salida del vapor. Determine la relación de los flujos másicos del vapor extraído y el agua de alimentación.

5-193 Un edificio con un volumen interno de 400 m^3 se calentará por medio de un calentador de resistencia eléctrica de 30 kW colocado en el ducto que se halla dentro del edificio. Al principio el aire del edificio está a 14°C y la presión atmosférica local es 95 kPa. El edificio cede calor a los alrededores a una tasa permanente de 450 kJ/min. Se emplea un ventilador de 250 W para hacer pasar de forma estable el aire por el ducto y el calentador, y se experimenta un aumento de temperatura de 5°C cada vez que pasa por el ducto, el cual se puede considerar como adiabático.

a) ¿En cuánto tiempo el aire dentro del edificio alcanza una temperatura promedio de 24°C?

b) Determine el flujo másico promedio de aire por el ducto. *Respuestas: a*) 146 s, *b*) 6.02 kg/s

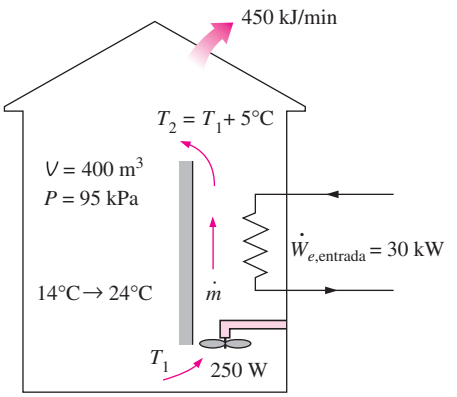


FIGURA P5-193

5-194 Un dispositivo vertical, aislado, que consta de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.2 m^3 de aire a 200 kPa y 22°C. En este estado, un resorte lineal toca el émbolo pero no ejerce fuerza sobre él. El cilindro se conecta mediante una válvula a la línea que suministra aire a 800 kPa

y 22°C. La válvula se abre y el aire de la línea de alta presión entra al cilindro; después se cierra la válvula cuando la presión dentro del cilindro alcanza 600 kPa. Si el volumen encerrado en el cilindro se duplica durante este proceso, determine *a*) la masa de aire que ingresó al cilindro y *b*) la temperatura final del aire dentro del cilindro.

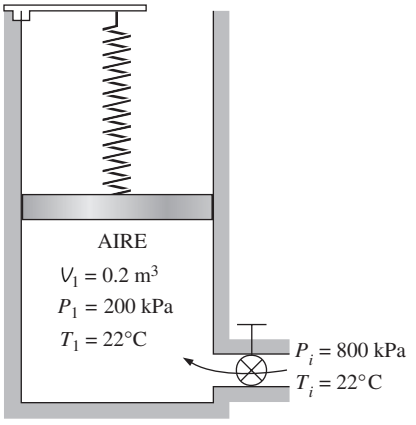


FIGURA P5-194

5-195 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 2 kg de refrigerante 134a a 800 kPa y 80°C, estado en el que el émbolo choca con un par de topes en la parte superior. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 500 kPa para moverlo. Se abre una válvula en el fondo del recipiente y se extrae refrigerante del cilindro. Después de un tiempo se observa que el émbolo se mueve y se cierra la válvula cuando se extrae la mitad del refrigerante del recipiente y la temperatura de este último baja a 20°C. Determine *a*) el trabajo hecho y *b*) la transferencia de calor.

Respuestas: a) 11.6 kJ, *b*) 60.7 kJ

5-196 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 1.2 kg de aire a 700 kPa y 200°C, estado en el que el émbolo choca con un par de topes. La masa del émbolo es tal que se requieren 600 kPa para moverlo. Se abre una válvula en el fondo del recipiente y se extrae aire, después se cierra cuando el volumen del cilindro disminuye a 80 por ciento del volumen inicial. Si se estima que 40 kJ de calor del cilindro se pierden, determine *a*) la temperatura final del aire en el cilindro, *b*) la cantidad de masa que ha escapado del cilindro y *c*) el trabajo hecho. Use calores específicos constantes a la temperatura promedio.

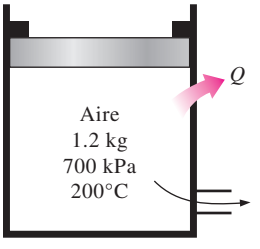


FIGURA P5-196

5-197 Un motor eléctrico de 15 kW acciona la bomba de un sistema de distribución de agua. La eficiencia del motor es de 90 por ciento y el flujo de agua que pasa por la bomba es de 50 L/s. Los diámetros de las tuberías de entrada y salida son los mismos, y la diferencia de altura en la bomba es insignificante. Si las presiones en la entrada y la salida de la bomba son 100 kPa y 300 kPa (absolutas), respectivamente, determine *a*) la eficiencia mecánica de la bomba y *b*) el aumento de temperatura del agua a medida que fluye por la bomba debido a la eficiencia mecánica. *Respuestas: a*) 74.1 por ciento, *b*) 0.017°C

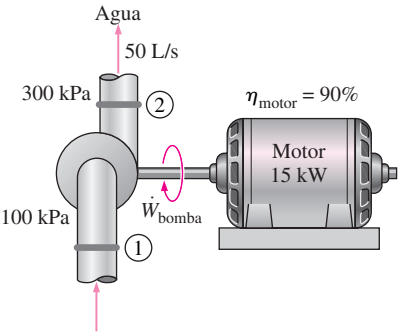


FIGURA P5-197

5-198 A una tobera entra con una velocidad baja vapor a 150°C y 200 kPa, y sale como vapor saturado a 75 kPa. Hay una transferencia de calor desde la tobera hacia los alrededores en la cantidad de 26 kJ por cada kilogramo de vapor que fluye por este dispositivo. Determine *a*) la velocidad de salida del vapor y *b*) el flujo másico del vapor en la entrada de la tobera si el área de salida de ésta es de 0.001 m^2.

5-199 El turbocargador de una máquina de combustión interna consiste en una turbina y un compresor. Los gases de escape pasan por la turbina para producir trabajo que se utiliza como trabajo de entrada para el compresor. La presión del aire del ambiente se incrementa a medida que fluye por el compresor antes de que entre a los cilindros del motor. Así, el propósito de un turbocargador es incrementar la presión del aire de modo que entre más al cilindro. Como resultado, se puede quemar más combustible y el motor produce más potencia.

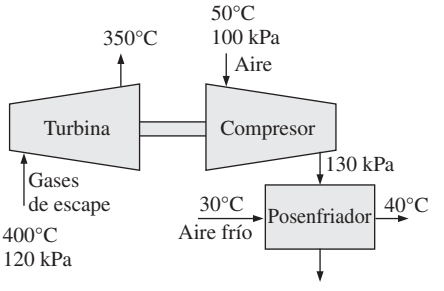


FIGURA P5-199

En un turbocargador, los gases de escape entran a la turbina a 400°C y 120 kPa a una tasa de 0.02 kg/s y salen a 350°C. El aire entra al compresor a 50°C y 100 kPa y sale a 130 kPa a una tasa de 0.018 kg/s. El compresor aumenta la presión de aire con un efecto secundario: también incrementa la temperatura del aire, lo cual aumenta la posibilidad de que un motor de gasolina experimente un golpeteo. Para evitar esto, se coloca un posenfriador después del compresor para enfriar el aire caliente con el uso de aire frío del ambiente antes de que entre a los cilindros del motor. Se estima que el posenfriador debe disminuir la temperatura del aire por debajo de 80°C si se quiere evitar el golpeteo. El aire ambiente frío entra al posenfriador a 30°C y sale a 40°C. Si se ignoran las pérdidas por fricción en la turbina y el compresor y se asumen los gases de escape como aire, determine *a*) la temperatura del aire en la salida del compresor y *b*) el flujo volumétrico mínimo de aire ambiente requerido para evitar el golpeteo.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FI)

5-200 Se acelera vapor mediante una tobera en forma permanente desde una velocidad baja a otra de 210 m/s a una tasa de 3.2 kg/s. Si la temperatura y la presión del vapor en la salida de la tobera son 400°C y 2 MPa, el área de salida de la tobera es

a) 24.0 cm^2 *d*) 152 cm^2
b) 8.4 cm^2 *e*) 23.0 cm^2
c) 10.2 cm^2

5-201 A un difusor entra vapor en forma estable a 0.5 MPa, 300°C y 122 m/s, a una tasa de 3.5 kg/s. El área de entrada del difusor es

a) 15 cm^2 *d*) 150 cm^2
b) 50 cm^2 *e*) 190 cm^2
c) 105 cm^2

5-202 Con un intercambiador de calor adiabático se calentará agua fría que está a 15°C y entra a una tasa de 5 kg/s, mediante el uso de aire caliente a 90°C que también entra a una tasa de 5 kg/s. Si la temperatura de salida del aire caliente es de 20°C, la de salida del agua fría es

a) 27°C *d*) 85°C
b) 32°C *e*) 90°C
c) 52°C

5-203 Con un intercambiador de calor se calentará agua fría que está a 15°C y entra a una tasa de 2 kg/s. Se usará aire caliente a 100°C que entra a una tasa de 3 kg/s. El intercambiador de calor no está aislado y pierde calor a una tasa de 40 kJ/s. Si la temperatura de salida del aire caliente es 20°C, la temperatura de salida del agua fría es

a) 44°C *d*) 72°C
b) 49°C *e*) 95°C
c) 39°C

5-204 Con un intercambiador de calor adiabático se calentará agua fría que está a 15°C y entra a una tasa de 5 kg/s. Se empleará agua caliente a 90°C que entra a una tasa de 4 kg/s. Si la temperatura de salida del agua es 50°C, la de salida del agua fría es

a) 42°C *d*) 78°C
b) 47°C *e*) 90°C
c) 55°C

5-205 En una regadera, el agua fría a 10°C que fluye a una tasa de 5 kg/min se mezcla con caliente a 60°C, la cual fluye a una tasa de 2 kg/min. La temperatura de salida de la mezcla es

a) 24.3°C *d*) 44.3°C
b) 35.0°C *e*) 55.2°C
c) 40.0°C

5-206 En un sistema de calefacción, el aire frío del exterior a 10°C fluye a una tasa de 6 kg/min y se mezcla adiabáticamente con aire caliente a 70°C, el cual fluye a una tasa de 3 kg/min. La temperatura de la mezcla es

a) 30°C *d*) 55°C
b) 40°C *e*) 85°C
c) 45°C

5-207 Gases de combustión calientes (que se supone tienen las propiedades del aire a temperatura ambiente) entran a una turbina de gas a 1 MPa y 1 500 K a una tasa de 0.1 kg/s, y salen a 0.2 MPa y 900 K. Si la turbina cede calor hacia los alrededores a una tasa de 15 kJ/s, la salida de potencia de la turbina de gas es

a) 15 kW *d*) 60 kW
b) 30 kW *e*) 75 kW
c) 45 kW

5-208 En una turbina se expande vapor desde 4 MPa y 500°C hasta 0.5 MPa y 250°C a una tasa de 1 350 kg/h. La turbina pierde calor a una tasa de 25 kJ/s durante el proceso. La salida de potencia de la turbina es

a) 157 kW *d*) 287 kW
b) 207 kW *e*) 246 kW
c) 182 kW

5-209 Mediante un compresor adiabático se comprime vapor de 0.2 MPa y 150°C a 2.5 MPa y 250°C, a una tasa de 1.30 kg/s. La entrada de potencia en el compresor es

a) 144 kW *d*) 717 kW
b) 234 kW *e*) 901 kW
c) 438 kW

5-210 Mediante un compresor se comprime refrigerante 134a del estado de vapor saturado a 0.14 MPa hasta 1.2 MPa y 70°C, a una tasa de 0.108 kg/s. El refrigerante se enfría a una tasa de 1.10 kJ/s durante la compresión. La entrada de potencia en el compresor es

a) 5.54 kW *d*) 7.74 kW
b) 7.33 kW *e*) 8.13 kW
c) 6.64 kW

5-211 En una turbina adiabática se expande refrigerante 134a desde 1.2 MPa y 100°C hasta 0.18 MPa y 50°C, a una tasa de 1.25 kg/s. La salida de potencia de la turbina es

a) 46.3 kW *d*) 89.2 kW
b) 66.4 kW *e*) 112.0 kW
c) 72.7 kW

5-212 Se estrangula refrigerante 134a de 1.4 MPa y 90°C hasta una presión de 0.6 MPa. La temperatura del refrigerante después del estrangulamiento es

a) 22°C
b) 56°C
c) 82°C
d) 80°C
e) 90°C

5-213 Mediante una válvula se estrangula aire a 20°C y 5 atm hasta 2 atm. Si la válvula es adiabática y el cambio de energía cinética es insignificante, la temperatura de salida del aire será

a) 10°C
b) 14°C
c) 17°C
d) 20°C
e) 24°C

5-214 Se estrangula adiabáticamente vapor a 1 MPa y 300°C hasta una presión de 0.4 MPa. Si el cambio de energía cinética es insignificante, el volumen específico del vapor después del estrangulamiento es

a) 0.358 m^3/kg
b) 0.233 m^3/kg
c) 0.375 m^3/kg
d) 0.646 m^3/kg
e) 0.655 m^3/kg

5-215 Se calentará aire en un proceso estable a medida que fluya por un ducto aislado mediante un calentador de resistencia eléctrica de 8 kW. Si el aire entra a 50°C a una tasa de 2 kg/s, la temperatura de salida del aire es

a) 46.0°C
b) 50.0°C
c) 54.0°C
d) 55.4°C
e) 58.0°C

5-216 Vapor de agua saturado a 50°C se condensará a medida que fluye por un tubo a una tasa de 0.35 kg/s. El condensado sale del tubo como un líquido saturado a 50°C. La tasa de transferencia de calor desde el tubo es

a) 73 kJ/s
b) 980 kJ/s
c) 2 380 kJ/s
d) 834 kJ/s
e) 907 kJ/s

Problemas de diseño y estudio

5-217 Diseñe una secadora de pelo eléctrica de 1 200 W de tal manera que la temperatura y la velocidad del aire no exceda de 50°C y 3 m/s, respectivamente.

5-218 Diseñe una unidad productora de calor para escaldar pollos muertos antes de que entren a las máquinas quitaplumas, con una capacidad de 100 pollos por hora bajo las siguientes condiciones:

La unidad será de inmersión y estará llena todo el tiempo con agua caliente a una temperatura promedio de 53°C. Cada pollo con una masa promedio de 2.2 kg y una temperatura promedio de 36°C será sumergido en el agua del recipiente y se mantendrá ahí 1.5 min para ser sacado posteriormente por una banda transportadora de movimiento lento. Se espera que el pollo salga del recipiente 15 por ciento más pesado como resultado del agua adherida a su superficie. La distancia centro a centro entre los pollos en cualquier dirección será por lo menos de 30 cm. El recipiente puede medir 3 m de ancho y 60 cm de alto. El agua se hará circular y se calentará mediante un horno de gas natural, pero el aumento de temperatura del agua no excederá 5°C cuando pasa por el horno. La pérdida de agua se repondrá con agua potable a una temperatura promedio de 16°C. Las paredes y el piso del recipiente estarán bien aislados. La unidad operará 24 h al día y 6 días a la semana. Suponiendo valores razonables para las propiedades promedio, recomiende valores razonables para *a*) el flujo másico del agua de reposición que debe suministrarse al recipiente, *b*) la tasa de transferencia de calor del agua hacia el pollo, en kW, *c*) el tamaño del sistema de calentamiento en kJ/h y *d*) el costo de operación de la unidad de escaldado por mes para un costo unitario de $1.12/unidad térmica de gas natural.

Capítulo 6

LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Hasta este punto, la atención se ha centrado en la primera ley de la termodinámica, que requiere que la energía se conserve durante un proceso. En este capítulo se introduce la segunda ley de la termodinámica, la cual afirma que los procesos ocurren en cierta dirección y que la energía tiene calidad así como cantidad. Un proceso no puede tener lugar a menos que satisfaga tanto la primera como la segunda ley de la termodinámica. En el capítulo se introducen primero los depósitos de energía térmica, los procesos reversibles e irreversibles, las máquinas térmicas, los refrigeradores y las bombas de calor. Varios enunciados de la segunda ley están acompañados por una explicación de las máquinas de movimiento perpetuo y la escala de temperatura termodinámica. Después se introduce el ciclo de Carnot y se analizan los principios de Carnot. Por último, se examinan las máquinas térmicas de Carnot, los refrigeradores y las bombas de calor.

Objetivos

En el capítulo 6, los objetivos son:

- Introducir la segunda ley de la termodinámica.
- Identificar procesos válidos como aquellos que satisfacen tanto la primera como la segunda ley de la termodinámica.
- Analizar los depósitos de energía térmica, procesos reversibles e irreversibles, máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor.
- Describir los enunciados de Kelvin-Planck y Clausius de la segunda ley de la termodinámica.
- Explicar los conceptos de máquinas de movimiento perpetuo.
- Aplicar la segunda ley de la termodinámica a ciclos y dispositivos cíclicos.
- Aplicar la segunda ley para desarrollar la escala de temperatura termodinámica absoluta.
- Describir el ciclo de Carnot.
- Examinar los principios de Carnot, las máquinas térmicas idealizadas de Carnot, refrigeradores y bombas de calor.
- Determinar las expresiones para las eficiencias térmicas y los coeficientes de desempeño para máquinas térmicas reversibles, bombas de calor y refrigeradores.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 6, SECC. 1, EN EL DVD.

FIGURA 6-1

Una tasa de café caliente no se pondrá más caliente en una habitación más fría.

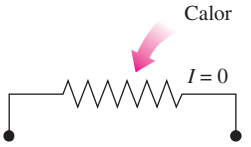


FIGURA 6-2

Transferir calor a un alambre no generará electricidad.

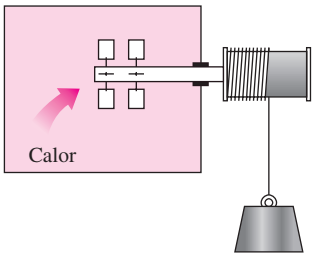


FIGURA 6-3

Transferir calor a una rueda de paletas no hará que ésta gire.

6-1 ▪ INTRODUCCIÓN A LA SEGUNDA LEY

En los capítulos 4 y 5 se aplicó la *primera ley de la termodinámica*, o *principio de conservación de la energía*, a procesos relacionados con sistemas cerrados y abiertos. Como se señaló en varias ocasiones en esos capítulos, la energía es una propiedad conservada y no se sabe de ningún proceso que viole la primera ley de la termodinámica. Por lo tanto es razonable concluir que para que ocurra, un proceso debe satisfacer la primera ley. Sin embargo, como se explica aquí, satisfacerla no asegura que en realidad el proceso tenga lugar.

Una experiencia común es que una taza de café caliente dejada en una habitación que está más fría termine por enfriarse (Fig. 6-1). Este proceso satisface la primera ley de la termodinámica porque la cantidad de energía que pierde el café es igual a la cantidad que gana el aire circundante. Considere ahora el proceso inverso: café caliente que se vuelve incluso más caliente en una habitación más fría como resultado de la transferencia de calor desde el aire. Se sabe que este proceso nunca se lleva a cabo, sin embargo, hacerlo no violaría la primera ley siempre y cuando la cantidad de energía que pierde el aire sea igual a la cantidad que gana el café.

Otro ejemplo común es el calentamiento de una habitación mediante el paso de corriente eléctrica por un resistor (Fig. 6-2). Nuevamente, la primera ley dicta que la cantidad de energía eléctrica suministrada a la resistencia sea igual a la cantidad de energía transferida al aire de la habitación como calor. Ahora se intentará invertir este proceso; es decir, se espera que transferir cierta cantidad de calor a la resistencia no cause que se genere una cantidad equivalente de energía eléctrica en ella.

Por último, considere un mecanismo provisto de una rueda de paletas que funciona mediante la caída de una masa (Fig. 6-3); la rueda gira cuando desciende la masa y agita un fluido dentro de un recipiente aislado. Como resultado, disminuye la energía potencial de la masa mientras que la energía interna del fluido se incrementa de acuerdo con el principio de conservación de la energía. Sin embargo, el proceso inverso de subir la masa mediante transferencia de calor desde el fluido a la rueda de paletas no ocurre en la naturaleza, aunque hacerlo no violaría la primera ley de la termodinámica.

A partir de estos argumentos resulta claro que los procesos van en *cierta dirección* y no en la dirección contraria (Fig. 6-4). La primera ley de la termodinámica no restringe la dirección de un proceso, pero satisfacerla no asegura que en realidad ocurra el proceso. Esta falta de adecuación de la primera ley para identificar si un proceso puede tener lugar se remedia introduciendo otro principio general, la *segunda ley de la termodinámica*. Más adelante se muestra que el proceso inverso analizado antes viola la segunda ley de la termodinámica. Esta violación se detecta fácilmente con la ayuda de una propiedad llamada *entropía*, definida en el capítulo 7. Un proceso no puede ocurrir a menos que satisfaga tanto la primera ley de la termodinámica como la segunda (Fig. 6-5).

Existen varios enunciados válidos de la segunda ley de la termodinámica, dos de ellos se presentan y analizan posteriormente en este capítulo, en relación con algunos dispositivos de ingeniería que operan en ciclos.

Sin embargo, el uso de la segunda ley de la termodinámica no se limita a identificar la dirección de los procesos, también afirma que la energía tiene *calidad* así como cantidad. La primera ley se relaciona con la cantidad de energía y las transformaciones de energía de una forma a otra sin considerar su calidad. Conservar la calidad de la energía es una cuestión importante para los ingenieros, y la segunda ley provee los medios necesarios para

determinarla, así como el grado de degradación que sufre la energía durante un proceso. Según una explicación posterior de este capítulo, mayor cantidad de energía a alta temperatura se puede convertir en trabajo, por lo tanto tiene una calidad mayor que esa misma cantidad de energía a una temperatura menor.

La segunda ley de la termodinámica se usa también para determinar los *límites teóricos* en el desempeño de sistemas de ingeniería de uso ordinario, como máquinas térmicas y refrigeradores, así como predecir el *grado de terminación* de las reacciones químicas.

FIGURA 6-4

Los procesos ocurren en una cierta dirección y no en la dirección contraria.

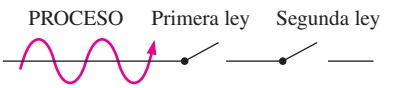


FIGURA 6-5

Un proceso debe satisfacer tanto la primera como la segunda leyes de la termodinámica para que se pueda llevar a cabo.

6-2 ▪ DEPÓSITOS DE ENERGÍA TÉRMICA

En el desarrollo de la segunda ley de la termodinámica, es muy conveniente tener un hipotético cuerpo que posea una *capacidad de energía térmica* relativamente grande (masa × calor específico) que pueda suministrar o absorber cantidades finitas de calor sin experimentar ningún cambio de temperatura. Tal cuerpo se llama **depósito de energía térmica**, o sólo depósito. En la práctica, los grandes cuerpos de agua, como océanos, lagos y ríos, así como el aire atmosférico se pueden modelar de manera precisa como depósitos de energía térmica debido a sus grandes capacidades de almacenaje de energía o masas térmicas (Fig. 6-6). La *atmósfera*, por ejemplo, no se calienta como resultado de las pérdidas de calor ocurridas en invierno desde edificios residenciales. Del mismo modo, los megajoules de energía de desecho que las plantas de energía arrojan en grandes ríos no causan un cambio significativo en la temperatura del agua.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 6, SECC. 2, EN EL DVD.

También es posible modelar un *sistema de dos fases* como un depósito, ya que puede absorber y liberar grandes cantidades de calor mientras permanece a temperatura constante. Otro ejemplo común de un depósito de energía térmica es el *horno industrial*. Las temperaturas de la mayoría de los hornos se controlan con cuidado, por lo que son capaces de suministrar de una manera esencialmente isotérmica grandes cantidades de energía térmica en forma de calor. Por lo tanto, se pueden modelar como depósitos.

Un cuerpo no tiene que ser muy grande para considerarlo como un depósito; cualquier cuerpo físico cuya capacidad de energía térmica es grande con respecto a la cantidad de energía que suministra o absorbe se puede modelar como depósito. El aire en una habitación, por ejemplo, se puede considerar un depósito en el análisis de la disipación de calor desde un aparato de televisión que se encuentra en la habitación, puesto que la cantidad de transferencia de energía del aparato hacia la habitación no es tan grande como para tener un efecto notable en la temperatura del aire de la habitación.

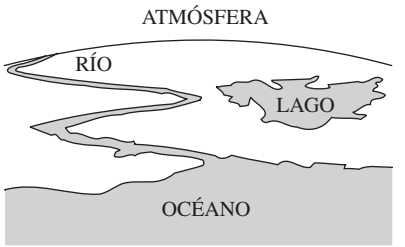


FIGURA 6-6

Los cuerpos con masas térmicas relativamente grandes se pueden modelar como depósitos de energía térmica.

Un depósito que suministra energía en la forma de calor se llama **fuente**, y otro que absorbe energía en la forma de calor se llama **sumidero** (Fig. 6-7). Los depósitos de energía térmica suelen denominarse **depósitos de calor** porque proveen o absorben energía en forma de calor.

La transferencia de calor desde fuentes industriales hacia el ambiente es de interés primordial para los ambientalistas, así como para los ingenieros. El manejo irresponsable de la energía de desecho puede incrementar de manera importante la temperatura del ambiente en algunas de sus porciones, lo cual causa la llamada *contaminación térmica*. Si no se controla con cuidado, este tipo de contaminación puede perturbar seriamente la vida marina en lagos y ríos. Sin embargo, mediante diseños y manejos cuidadosos, la energía de desecho arrojada a los grandes cuerpos de agua se puede usar para mejorar la calidad de la vida marina al mantener dentro de los niveles seguros y deseables los incrementos de temperatura locales.

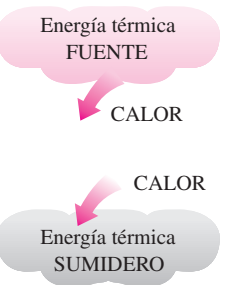


FIGURA 6.7

Una fuente suministra energía en forma de calor y un sumidero la absorbe.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 6, SECC. 3 EN EL DVD.

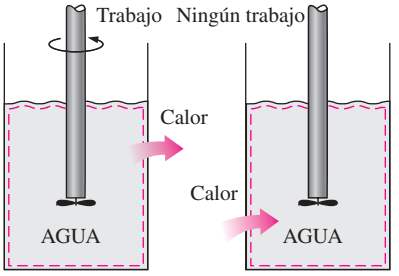


FIGURA 6-8

El trabajo se puede convertir en calor de forma directa y completamente, pero lo contrario no es posible.

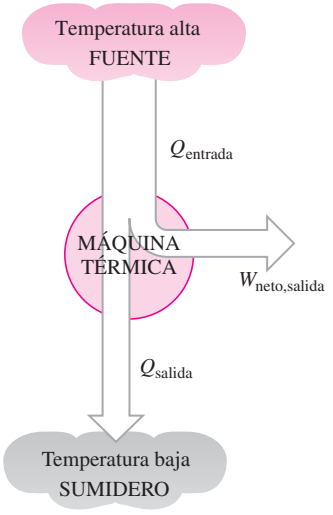


FIGURA 6.9

Parte del calor que recibe una máquina térmica se convierte en trabajo, mientras que el resto es rechazado a un sumidero.

6-3 ▪ MÁQUINAS TÉRMICAS

Como se señaló antes, el trabajo se puede convertir fácilmente en otras formas de energía, pero convertir éstas en trabajo no es fácil. El trabajo mecánico que realiza la flecha mostrada en la figura 6-8, por ejemplo, se convierte primero en la energía interna del agua, energía que puede entonces salir del agua como calor. Se sabe por experiencia que cualquier intento por revertir este proceso fallará, es decir, transferir calor al agua no causa que la flecha gire. De ésta y otras observaciones se concluye que el trabajo se puede convertir en calor de manera directa y por completo, pero convertir el calor en trabajo requiere usar algunos dispositivos especiales. Estos dispositivos se llaman **máquinas térmicas**.

Las máquinas térmicas difieren bastante entre sí, pero es posible caracterizarlas a todas mediante (Fig. 6-9):

1. Reciben calor de una fuente a temperatura alta (energía solar, horno de petróleo, reactor nuclear, etcétera).
2. Convierten parte de este calor en trabajo (por lo general en la forma de una flecha rotatoria).
3. Rechazan el calor de desecho hacia un sumidero de calor de baja temperatura (la atmósfera, los ríos, etcétera).
4. Operan en un ciclo.

Las máquinas térmicas y otros dispositivos cíclicos por lo común requieren un fluido hacia y desde el cual se transfiere calor mientras experimenta un ciclo. Al fluido se le conoce como **fluido de trabajo.**

El término *máquina térmica* se usa con frecuencia en un sentido más amplio que incluye dispositivos que producen trabajo que no operan en un ciclo termodinámico. Las máquinas relacionadas con la combustión interna, como las turbinas de gas y los motores de automóviles, entran en esta categoría. Estos dispositivos operan en un ciclo mecánico pero no en un ciclo termodinámico, porque el fluido de trabajo (los gases de combustión) no experimenta un ciclo completo. En lugar de ser enfriados a la temperatura inicial, los gases de escape se purgan y se remplazan por una mezcla fresca de aire y combustible al final de ciclo.

El dispositivo productor de trabajo que mejor se ajusta a la definición de una máquina térmica es la *central eléctrica de vapor*, la cual es una máquina de combustión interna, es decir, la combustión se lleva a cabo fuera de la máquina y la energía liberada durante este proceso se transfiere al vapor como calor. El esquema de una central eléctrica de vapor se muestra en la figura 6-10. Éste es un diagrama bastante simplificado y el análisis de la central eléctrica de vapor real se da en capítulos posteriores. Las distintas cantidades mostradas en esta figura son:

$Q_{entrada}$ = cantidad de calor suministrada al vapor en una caldera desde una fuente de temperatura alta (horno)

Q_{salida} = cantidad de calor rechazada del vapor en el condensador hacia un sumidero de temperatura baja (atmósfera, río, etcétera)

W_{salida} = cantidad de trabajo que entrega el vapor cuando se expande en una turbina

$W_{entrada}$ = cantidad de trabajo requerida para comprimir agua a la presión de la caldera

Observe que las direcciones de las interacciones de calor y trabajo se indican mediante los subíndices *entrada* y *salida*. Por lo tanto, las cuatro cantidades descritas son *positivas* siempre.

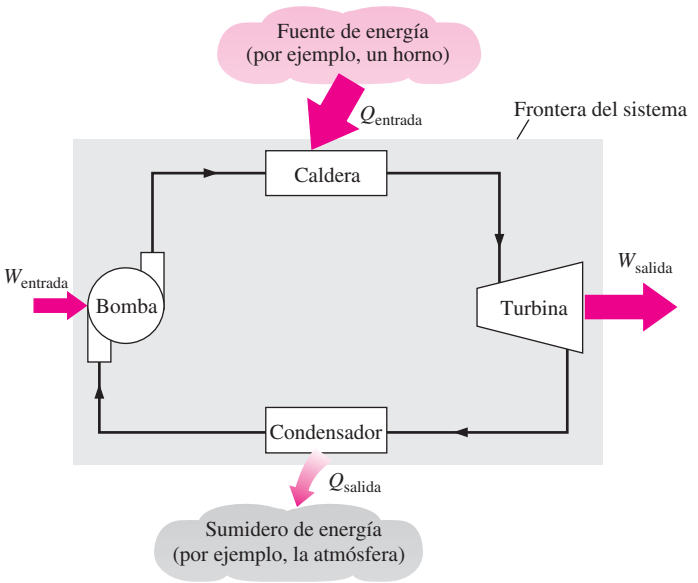


FIGURA 6-10

Esquema de una central eléctrica de vapor.

La salida de trabajo neto de esta central eléctrica de vapor es la diferencia entre su salida de trabajo total y su entrada de trabajo total (Fig. 6-11):

$$W_{neto,salida} = W_{salida} - W_{entrada} \quad (kJ) \tag{6-1}$$

El trabajo neto también se puede determinar de los datos de transferencia de calor solamente. Los cuatro componentes de la central eléctrica de vapor tienen que ver con flujo másico que entra y sale, por lo tanto se deben considerar como sistemas abiertos. Sin embargo, estos componentes junto con las tuberías de conexión siempre contienen el mismo fluido (sin contar el vapor que pudiera escapar, por supuesto). No entra ni sale masa de este sistema de combinación, lo cual se indica por medio del área sombreada en la figura 6-10; así, se puede analizar como un sistema cerrado. Recuerde que para que un sistema cerrado experimente un ciclo, el cambio de energía interna ΔU es cero y, en consecuencia, la salida de trabajo neto del sistema también es igual a la transferencia neta de calor hacia el sistema:

$$W_{neto,salida} = Q_{entrada} - Q_{salida} \quad (kJ) \tag{6-2}$$

Eficiencia térmica

En la ecuación 6-2, Q_{salida} representa la magnitud de la energía que se desperdicia con la finalidad de completar el ciclo. Pero Q_{salida} nunca es cero; de esta manera, la salida neta de trabajo de una máquina térmica es siempre menor que la cantidad de entrada de calor. Es decir, sólo parte del calor transferido a la máquina térmica se convierte en trabajo. La fracción de la entrada de calor que se convierte en salida de trabajo neto es una medida del desempeño de una máquina térmica y se llama **eficiencia térmica** η_{ter} (Fig. 6-12).

Para las máquinas térmicas, la salida deseada es la de trabajo neto, mientras que la entrada que requieren es la cantidad de calor suministrado al fluido de trabajo. Entonces la eficiencia térmica de una máquina térmica se puede expresar como

$$\text{Eficiencia térmica} = \frac{\text{Salida de trabajo neto}}{\text{Entrada de calor total}} \tag{6-3}$$

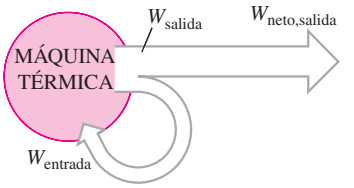


FIGURA 6-11

Una porción de la salida de trabajo de una máquina térmica se consume internamente para mantenerla en operación continua.

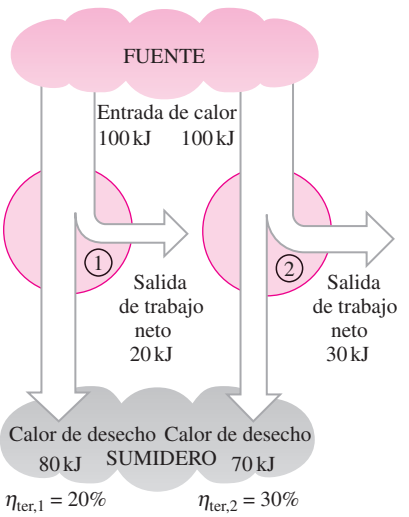


FIGURA 6.12

Algunas máquinas térmicas se desempeñan mejor que otras (convierten más trabajo a partir del calor del que reciben).

o bien,

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto,salida}}{Q_{entrada}} \tag{6-4}$$

También es posible expresarla como

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{Q_{salida}}{Q_{entrada}} \tag{6-5}$$

dado que $W_{neto,salida} = Q_{entrada} - Q_{salida}$.

Los dispositivos cíclicos de interés práctico como las máquinas térmicas, los refrigeradores y las bombas de calor operan entre un medio de alta temperatura (o depósito) a temperatura T_H y otro de baja temperatura (o depósito) a temperatura T_L. Para uniformar el tratamiento de máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor, se definen estas dos cantidades:

Q_H = magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de alta temperatura a temperatura T_H

Q_L = magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de baja temperatura a temperatura T_L

Observe que Q_L y Q_H están definidas como *magnitudes*, por lo tanto son cantidades positivas. La dirección de Q_H y Q_L se determina fácilmente mediante inspección. Entonces, el trabajo neto y las relaciones de eficiencia térmica para cualquier máquina térmica (mostrada en la figura 6-13) también se pueden expresar como

$$W_{neto,salida} = Q_H - Q_L$$

y

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto,salida}}{Q_H}$$

o bien,

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \tag{6-6}$$

La eficiencia térmica de una máquina térmica siempre es menor a la unidad porque Q_L y Q_H se definen como cantidades positivas.

La eficiencia térmica es una medida de qué tan eficientemente una máquina térmica convierte el calor que recibe en trabajo, de ahí que los ingenieros traten constantemente de mejorar las eficiencias de estos dispositivos dado que mayor eficiencia significa menos consumo de combustible y por lo tanto menores costos y menos contaminación.

Las eficiencias térmicas de dispositivos que producen trabajo son relativamente bajas. Los motores ordinarios de automóviles de ignición por chispa tienen una eficiencia térmica de alrededor de 25 por ciento. Es decir, un motor de automóvil convierte cerca de 25 por ciento de la energía química de la gasolina en trabajo mecánico. Este número es tan alto como 40 por ciento de los motores diesel y las grandes centrales de turbinas de gas, y tan alto como 60 por ciento de las grandes centrales eléctricas que funcionan con gas y vapor. Así, incluso con las máquinas térmicas más eficientes disponibles en la actualidad, casi la mitad de la energía suministrada termina en ríos, lagos o en la atmósfera como energía de desecho o inútil (Fig. 6-14).

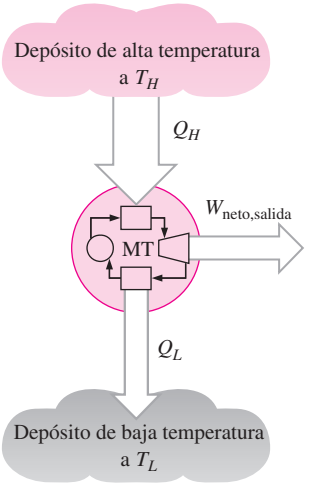


FIGURA 6-13
Esquema de una máquina térmica.

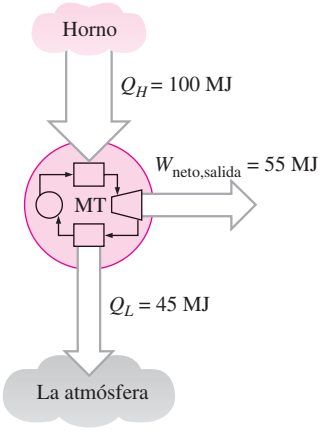


FIGURA 6-14
Incluso las máquinas térmicas más eficientes rechazan casi la mitad de la energía que reciben como calor de desecho.

¿Es posible ahorrar Q_{salida}?

En una central eléctrica de vapor, el condensador es el dispositivo donde grandes cantidades de calor de desecho se rechaza hacia ríos, lagos o la atmósfera. Entonces surge la pregunta: ¿es posible sacar el condensador de la central y ahorrar toda esa energía de desecho? Desafortunadamente, la respuesta a esta pregunta es un *no* contundente por la simple razón de que sin un proceso de rechazo de calor en un condensador, el ciclo no estaría completo (los dispositivos cíclicos como las centrales eléctricas de vapor no pueden funcionar de forma continua a menos que se complete el ciclo). Esto se demuestra a continuación con la ayuda de una máquina térmica simple.

Se tiene la máquina térmica simple mostrada en la figura 6-15, la cual se usa para elevar pesas. Consta de un dispositivo de cilindro-émbolo con dos conjuntos de topes. El fluido de trabajo es el gas contenido dentro del cilindro. Al inicio, la temperatura del gas es 30ºC. El émbolo, que se carga con las pesas, descansa sobre la parte superior de los topes inferiores. Después se transfieren 100 kJ de calor al gas en el cilindro desde una fuente a 100ºC, lo que provoca que el gas se expanda y eleve el émbolo con carga hasta que llega a los topes superiores, como se ilustra en la figura. En este punto se retira la carga y se observa que la temperatura del gas es de 90ºC.

El trabajo realizado sobre la carga durante este proceso de expansión es igual al incremento en su energía potencial, por ejemplo 15 kJ. Incluso en condiciones ideales (émbolo sin peso, sin fricción, ninguna pérdida de calor y expansión en cuasiequilibrio), la cantidad de calor suministrado al gas es mayor que el trabajo hecho ya que parte del calor suministrado se usa para elevar la temperatura del gas.

Ahora se intentará contestar esta pregunta: *¿es posible transferir de nuevo, para usarlos posteriormente, los 85 kJ de calor excedentes a 90ºC hacia el depósito a 100ºC?* Si esto es posible, entonces se tendrá una máquina térmica con una eficiencia térmica de 100 por ciento en condiciones ideales. La respuesta a esta pregunta nuevamente es *no*, por el simple hecho de que el calor se transfiere siempre de un medio de alta temperatura a otro de baja, y nunca al contrario. Por lo tanto, no se puede enfriar este gas de 90 a 30ºC transfiriendo calor hacia un depósito a 100ºC. En cambio, se tiene que poner al sistema en contacto con un depósito de baja temperatura, por ejemplo a 20ºC, de modo que el gas pueda volver a su estado inicial al rechazar sus excedentes 85 kJ de energía como calor hacia este depósito. Esta energía no se puede reciclar, y se denomina de modo adecuado *energía de desecho*.

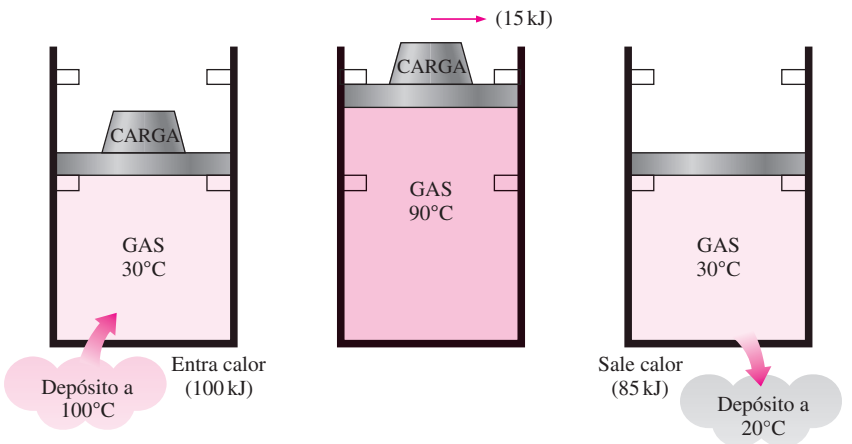


FIGURA 6-15
Un ciclo de máquina térmica no se puede completar sin rechazar cierta cantidad de calor a un sumidero de baja temperatura.

De esta explicación se concluye que toda máquina térmica debe *desperdiciar* cierta cantidad de energía transfiriéndola a un depósito de baja temperatura a fin de completar el ciclo, incluso en condiciones idealizadas. El requerimiento de que una máquina térmica intercambie calor con al menos dos depósitos para operación continua conforma el fundamento para la expresión de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica, la cual será analizada posteriormente en esta sección.

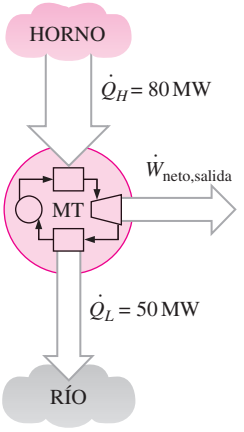


FIGURA 6-16
Esquema para el ejemplo 6-1.

EJEMPLO 6-1 Producción de potencia neta de una máquina térmica

Se transfiere calor a una máquina térmica desde un horno a una tasa de 80 MW. Si la tasa de rechazo de calor hacia un río cercano es 50 MW, determine la salida de potencia neta y la eficiencia térmica para esta máquina térmica.

Solución Se cuenta con las tasas de transferencia de calor hacia y desde una máquina térmica. Se determinará la salida de potencia neta y la eficiencia térmica.

Suposiciones Se ignoran las pérdidas de calor por las tuberías y otros componentes.

Análisis En la figura 6-16 se ofrece un esquema de la máquina térmica. El horno sirve como un depósito de alta temperatura para la máquina y el río como un depósito de temperatura baja. Las cantidades dadas se pueden expresar como

$$\dot{Q}_H = 80 \text{ MW} \quad \text{y} \quad \dot{Q}_L = 50 \text{ MW}$$

La salida de potencia neta para esta máquina térmica es

$$\dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = (80 - 50) \text{ MW} = \mathbf{30 \text{ MW}}$$

La eficiencia térmica se determina sin dificultad como

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{\dot{W}_{\text{neto,salida}}}{\dot{Q}_H} = \frac{30 \text{ MW}}{80 \text{ MW}} = \mathbf{0.375} \text{ (o bien, 37.5 por ciento)}$$

Explicación La máquina térmica convierte en trabajo 37.5 por ciento del calor que recibe.

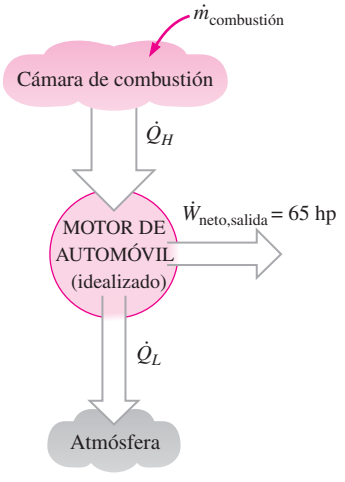


FIGURA 6-17
Esquema para el ejemplo 6-2.

EJEMPLO 6-2 Tasa de consumo de combustible de un automóvil

Un motor de automóvil con una salida de potencia de 65 hp tiene una eficiencia térmica de 24 por ciento. Determine la tasa de consumo de combustible de este automóvil si el combustible tiene un poder calórico de 19 000 Btu/lbm (es decir, 19 000 Btu de energía se liberan por cada lbm de combustible quemado).

Solución Se cuenta con los datos de la salida de potencia y la eficiencia de un motor de automóvil. Se determinará la tasa de consumo de combustible del automóvil.

Suposiciones La salida de potencia del automóvil es constante.

Análisis En la figura 6-17 se ofrece el esquema de un motor de automóvil, el cual es propulsado convirtiendo en trabajo 24 por ciento de la energía química liberada durante el proceso de combustión. La cantidad de entrada de energía requerida para producir una salida de potencia de 65 hp se determina a partir de la definición de eficiencia térmica como

$$\dot{Q}_H = \frac{W_{\text{neto,salida}}}{\eta_{\text{ter}}} = \frac{65 \text{ hp}}{0.24}\left(\frac{2545 \text{ Btu/h}}{1 \text{ hp}}\right) = 689\,270 \text{ Btu/h}$$

Para suministrar energía a esta tasa, la máquina debe quemar combustible a una tasa de

$$\dot{m} = \frac{689\ 270\ \text{Btu/h}}{19\ 000\ \text{Btu/lbm}} = \mathbf{36.3\ lbm/h}$$

ya que se liberan 19 000 Btu de energía térmica por cada lbm de combustible quemado.

Explicación Si se pudiera duplicar la eficiencia térmica del automóvil, la tasa de consumo de combustible se reduciría a la mitad.

La segunda ley de la termodinámica: enunciado de Kelvin-Planck

Respecto a la máquina térmica mostrada en la figura 6-15 se demostró que incluso bajo condiciones ideales una máquina de este tipo debe rechazar algo de calor hacia un depósito que se encuentra a baja temperatura con la finalidad de completar el ciclo. Es decir, ninguna máquina térmica puede convertir todo el calor que recibe en trabajo útil. Esta limitación de la eficiencia térmica de las máquinas térmicas forma la base para el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica, que se expresa como sigue:

> Es imposible que un dispositivo que opera en un ciclo reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo.

Es decir, una máquina térmica debe intercambiar calor con un sumidero de baja temperatura así como con una fuente de temperatura alta para seguir funcionando. El enunciado de Kelvin-Planck se puede expresar también como: *ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia térmica de 100 por ciento* (Fig. 6-18), o bien: *para que una central eléctrica opere, el fluido de trabajo debe intercambiar calor con el ambiente, así como con el horno*.

Observe que la imposibilidad de tener una máquina térmica con 100 por ciento de eficiencia no se debe a la fricción o a otros efectos de disipación, es una limitación que se aplica a las máquinas térmicas ideales y reales. Después en este capítulo, se desarrolla una relación para la eficiencia térmica máxima de una máquina térmica. Asimismo, se demuestra que este valor máximo depende sólo de la temperatura del depósito.

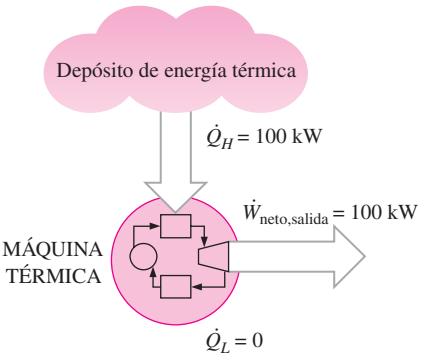


FIGURA 6-18
Ésta es una máquina térmica que viola el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley.

6-4 ▪ REFRIGERADORES Y BOMBAS DE CALOR

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 6, SECC. 4 EN EL DVD.

Se sabe por experiencia que el calor se transfiere en la dirección de temperatura decreciente, es decir, desde medios a temperatura alta hacia los de temperatura baja. Este proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin requerir ningún dispositivo. Sin embargo, el proceso inverso no puede ocurrir por sí mismo. La transferencia de calor de un medio que se encuentra a baja temperatura hacia otro de temperatura alta requiere dispositivos especiales llamados **refrigeradores**.

Los refrigeradores, como las bombas de calor, son dispositivos cíclicos. El fluido de trabajo utilizado en el ciclo de refrigeración se denomina **refrigerante**. El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es el *ciclo de refrigeración de compresión de vapor*, en el que intervienen cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador, como se ilustra en la figura 6-19.

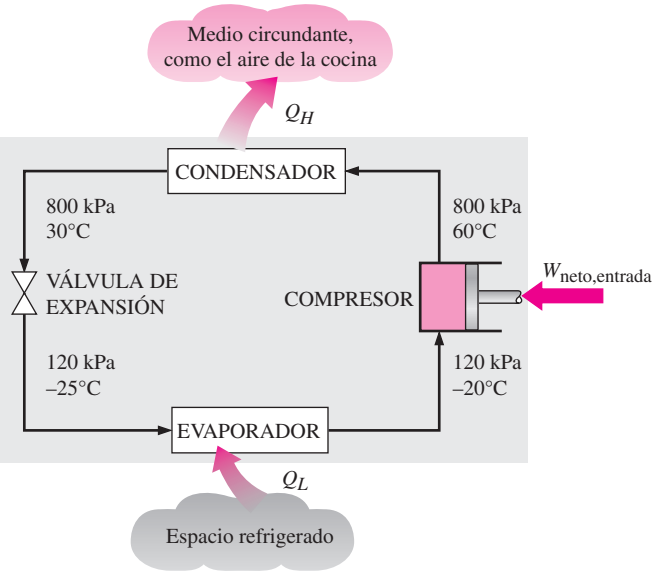


FIGURA 6-19

Componentes básicos de un sistema de refrigeración y sus condiciones de operación características.

El refrigerante entra al compresor como vapor y se comprime hasta la presión del condensador, posteriormente sale del compresor a una temperatura relativamente alta y se enfría y condensa a medida que fluye por los serpentines del condensador rechazando calor al medio circundante. Después entra al tubo capilar donde su presión y temperatura caen de forma drástica debido al efecto de estrangulamiento. Luego, el refrigerante a temperatura baja entra al evaporador, donde se evapora absorbiendo calor del espacio refrigerado. El ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve a entrar al compresor.

En un refrigerador doméstico, el compartimiento del congelador donde el refrigerante absorbe calor sirve como evaporador, mientras que el serpentín situado comúnmente detrás del refrigerador, donde el calor se disipa hacia el aire de la cocina, sirve como condensador.

El esquema de un refrigerador se muestra en la figura 6-20. Aquí, Q_L es la magnitud del calor eliminado del espacio refrigerado a temperatura T_L, Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el medio caliente a temperatura T_H y $W_{\text{neto,entrada}}$ es la entrada de trabajo neto al refrigerador. Como se explicó, Q_L y Q_H representan magnitudes, por lo tanto son cantidades positivas.

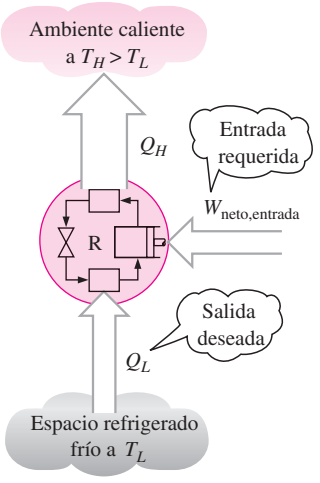


FIGURA 6-20

El objetivo de un refrigerador es eliminar Q_L de un espacio enfriado.

Coeficiente de desempeño

La *eficiencia* de un refrigerador se expresa en términos del **coeficiente de desempeño** (COP, siglas de *coefficient of performance*), el cual se denota mediante COP_R. El objetivo de un refrigerador es eliminar calor (Q_L) del espacio refrigerado. Para lograr este objetivo, se requiere una entrada de trabajo de $W_{\text{neto,entrada}}$. Entonces, el COP de un refrigerador se puede expresar como

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} \qquad \textbf{(6-7)}$$

Esta relación también se puede expresar en forma de tasa remplazando Q_L por $\dot{Q}_L$ y $W_{\text{neto,entrada}}$ por $\dot{W}_{\text{neto,entrada}}$.

El principio de conservación de la energía para un dispositivo cíclico requiere que

$$W_{\text{neto, entrada}} = Q_H - Q_L \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(6-8)}$$

Entonces, la relación del COP se convierte en

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \tag{6-9}$$

Observe que el valor del COP_R puede ser *mayor que la unidad*. Es decir, la cantidad de calor eliminada del espacio refrigerado puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo. Esto contrasta con la eficiencia térmica, la cual nunca puede ser mayor que 1. De hecho, una razón para expresar la eficiencia de un refrigerador con otro término, el coeficiente de desempeño, es el deseo de evitar la rareza de tener eficiencias mayores que la unidad.

Bombas de calor

Otro dispositivo que transfiere calor desde un medio de baja temperatura a otro de alta es la **bomba de calor**, mostrada esquemáticamente en la figura 6-21. Los refrigeradores y las bombas de calor operan en el mismo ciclo, pero difieren en sus objetivos. El propósito de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja eliminando calor de éste. Descargar este calor hacia un medio que está a temperatura mayor es solamente una parte necesaria de la operación, no el propósito. El objetivo de una bomba de calor, sin embargo, es mantener un espacio calentado a una temperatura alta. Esto se logra absorbiendo calor desde una fuente que se encuentra a temperatura baja, por ejemplo, agua de pozo o aire frío exterior en invierno, y suministrando este calor a un medio de temperatura alta como una casa (Fig. 6-22).

Un refrigerador ordinario que se coloca en la ventana de una casa con la puerta abierta hacia el frío aire exterior en invierno funcionará como una bomba de calor porque tratará de enfriar el exterior absorbiendo calor de él y rechazándolo hacia la casa a través de los serpentines situados detrás (Fig. 6-23).

La medida de desempeño de una bomba de calor también se expresa en términos del **coeficiente de desempeño** COP_HP, definido como

$$\text{COP}_\text{HP} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} \tag{6-10}$$

que también se puede expresar como

$$\text{COP}_\text{HP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \tag{6-11}$$

Una comparación de las ecuaciones 6-7 y 6-10 revela que

$$\text{COP}_\text{HP} = \text{COP}_\text{R} + 1 \tag{6-12}$$

para valores fijos de Q_L y Q_H. Esta relación indica que el coeficiente de desempeño de una bomba de calor siempre es mayor que la unidad puesto que COP_R es una cantidad positiva. Es decir, una bomba de calor funcionará, en el peor de los casos, como un calentador de resistencia al suministrar tanta energía como requiera la casa. Sin embargo, en realidad parte de Q_H se va al aire exterior a través de la tubería y otros dispositivos, por lo que el COP_HP podría ser menor que la unidad cuando la temperatura del aire exterior es demasiado baja. Cuando esto sucede, el sistema cambia comúnmente a un modo de calentamiento de resistencia. La mayor parte de las bombas de calor que operan en la actualidad tienen un COP promedio para las estaciones del año de entre 2 y 3.

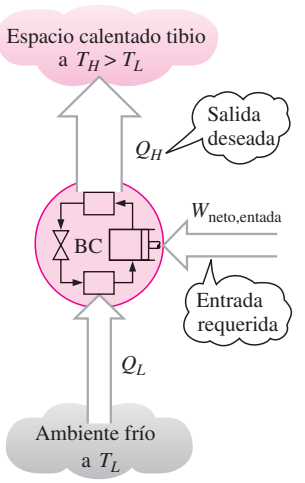


FIGURA 6-21
El objetivo de una bomba de calor es suministrar calor Q_H hacia el espacio más caliente.

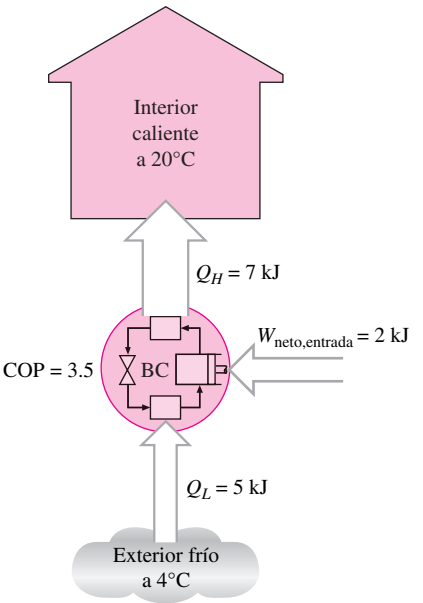


FIGURA 6-22
El trabajo suministrado a una bomba de calor se usa para extraer energía del exterior frío y llevarla al interior caliente.

FIGURA 6-23

Cuando se instala hacia atrás, un acondicionador de aire funciona como bomba de calor.

© Reimpreso con autorización especial del King Features Syndicate.

La mayor parte de las bombas de calor utilizan el aire frío exterior como fuente de calor en invierno, y se conocen como *bombas de calor de fuente de aire*. El COP de esta clase de bombas de calor es de alrededor de 3.0 en las condiciones especificadas por el diseño. Las bombas de calor de fuente de aire no son apropiadas para climas fríos porque su eficacia disminuye en forma considerable cuando las temperaturas están por debajo del punto de congelación. En esos casos, se pueden emplear las bombas de calor geotérmicas (conocidas también como de fuente de tierra) que usan el suelo como fuente de calor. Estas bombas requieren tuberías enterradas a una profundidad de entre 1 y 2 m, y su instalación es más cara, pero también son más eficientes (hasta 45 por ciento más que las bombas de calor de fuente de aire). El COP de las bombas de calor de fuente de tierra es de alrededor de 4.0.

Los **acondicionadores de aire** son básicamente refrigeradores cuyo espacio refrigerado es una habitación o un edificio en lugar de un compartimiento de alimentos. Una unidad de aire acondicionado de ventana enfría una habitación al absorber calor del aire de la habitación y descargarlo hacia el exterior. Esta misma unidad puede usarse como bomba de calor en invierno instalándola hacia atrás, como se ilustra en la figura 6-23. De este modo, la unidad absorbe calor desde el exterior frío y lo entrega a la habitación. Los sistemas de aire acondicionado equipados con controles adecuados y una válvula de inversión operan como acondicionadores de aire en verano y como bombas de calor en invierno.

El desempeño de refrigeradores y acondicionadores de aire en Estados Unidos se expresa generalmente en términos del **índice de eficiencia de la energía** (EER, siglas de *energy efficiency rating*), que es la cantidad de calor eliminado del espacio enfriado en unidades de Btu por 1 Wh (watt-hora) de electricidad consumida. Si se considera que 1 kWh = 3 412 Btu y por ende que 1 Wh = 3.412 Btu, una unidad que elimina 1 kWh de calor del espacio frío por cada kWh de electricidad que consume (COP = 1), tendrá un EER de 3.412. Por lo tanto, la relación entre EER y COP es

$$\text{EER} = 3.412\ \text{COP}_R$$

La mayor parte de los acondicionadores tienen un EER de entre 8 y 12 (un COP de 2.3 a 3.5). Una bomba de calor de alta eficiencia es la que fabrica Trane Company, la cual funciona por medio de un compresor reciprocante (alternativo) de velocidad variable y que tiene un COP de 3.3 en el modo de calentamiento y un EER de 16.9 (COP de 5.0) en el de acondicionamiento de aire. Mediante un microprocesador, los compresores y ventiladores de velocidad variable permiten que la unidad opere a su máxima eficiencia para distintas necesidades de calentamiento y enfriamiento en determinadas condiciones climáticas. Por ejemplo, en el modo de acondicionamiento de aire operan a velocidades mayores en días cálidos y a velocidades menores en días más fríos, así que se mejora la eficiencia y el confort.

El EER o COP de un refrigerador disminuye con la decreciente temperatura de refrigeración, por lo tanto no es económico refrigerar a una temperatura menor a la necesaria. Los valores de COP para los refrigeradores están en el intervalo de 2.6 a 3.0 para áreas de edición y preparación; 2.3 a 2.6 para carne, embutidos, lácteos y frutas; 1.2 a 1.5 para alimentos congelados, y 1.0 a 1.2 para unidades de helados. Observe que el COP de los congeladores es casi la mitad del de los refrigeradores para carne, por lo tanto cuesta el doble enfriar productos a base de carne con aire refrigerado que ya está lo suficientemente frío para alimentos congelados. Una buena práctica de conservación de energía es usar sistemas de refrigeración separados para satisfacer diferentes necesidades de refrigeración.

EJEMPLO 6-3 Rechazo de calor mediante un refrigerador

El compartimiento para comida de un refrigerador, que se muestra en la figura 6-24, se mantiene a 4°C al extraer calor de éste a una tasa de 360 kJ/min. Si la entrada de potencia requerida al refrigerador es de 2 kW, determine *a*) el coeficiente de desempeño del refrigerador y *b*) la tasa de rechazo de calor hacia la habitación que aloja al refrigerador.

Solución Se conoce el consumo de potencia de un refrigerador. Se determinarán el COP y la tasa de rechazo de calor.

Suposiciones Existen condiciones de operación estables.

Análisis *a*) El coeficiente de desempeño del refrigerador es

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{neto,entrada}}} = \frac{360\ \text{kJ/min}}{2\ \text{kW}}\left(\frac{1\ \text{kW}}{60\ \text{kJ/min}}\right) = \mathbf{3}$$

Es decir, 3 kJ de calor se extraen del espacio refrigerado por cada kJ de trabajo suministrado.

b) La tasa a la que se rechaza calor hacia la habitación donde se encuentra el refrigerador se determina a partir de la relación de conservación de la energía para dispositivos cíclicos,

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{\text{neto,entrada}} = 360\ \text{kJ/min} + (2\ \text{kW})\left(\frac{60\ \text{kJ/min}}{1\ \text{kW}}\right) = \mathbf{480\ kJ/min}$$

Explicación Observe que la energía removida del espacio refrigerado como calor y la energía suministrada al refrigerador como trabajo eléctrico, al final se manifiestan en el aire de la habitación y se vuelven parte de la energía interna del aire. Esto demuestra que la energía interna puede cambiar de una forma a otra, moverse de un lugar a otro, pero nunca se destruye durante un proceso.

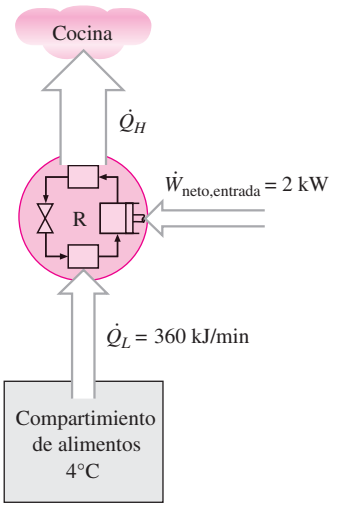


FIGURA 6-24
Esquema para el ejemplo 6-3.

EJEMPLO 6-4 Calentamiento de una casa mediante una bomba de calor

Se utiliza una bomba de calor para satisfacer los requerimientos de calefacción de una casa y mantenerla a 20°C. Se estima que la casa pierde calor a una tasa de 80 000 kJ/h en un día en el que la temperatura del aire exterior desciende a −2°C. Si la bomba de calor en estas condiciones tiene un COP de 2.5, determine *a*) la potencia consumida por la bomba de calor y *b*) la tasa a la que se extrae calor del aire frío exterior.

Solución Se conoce el COP de una bomba de calor. Se determinará el consumo de potencia y la tasa de absorción de calor.

Suposiciones Existen condiciones operativas de estado estable.

Análisis *a*) El consumo de potencia de esta bomba de calor, mostrado en la figura 6-25, se determina a partir de la definición del coeficiente de desempeño como

$$\dot{W}_{\text{neto,entrada}} = \frac{\dot{Q}_H}{\text{COP}_{HP}} = \frac{80\ 000\ \text{kJ/h}}{2.5} = \mathbf{32\ 000\ kJ/h}\ (\text{u } 8.9\ \text{kW})$$

b) La casa pierde calor a una tasa de 80 000 kJ/h, pero si se va a mantener a una temperatura constante de 20°C, la bomba de calor debe entregarle calor a la misma tasa, es decir, a una de 80 000 kJ/h.

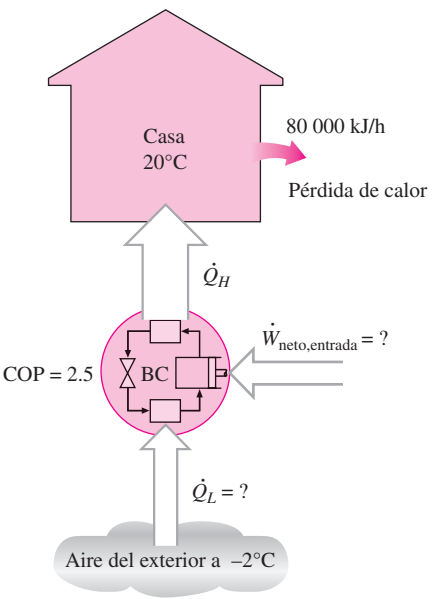


FIGURA 6-25
Esquema para el ejemplo 6-4.

Entonces la tasa de transferencia de calor desde el exterior se convierte en

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_H - \dot{W}_{\text{neto, entrada}} = (80\,000 - 32\,000)\ \text{kJ/h} = \mathbf{48\,000\ kJ/h}$$

Explicación Como en realidad 48 000 de los 80 000 kJ/h entregados a la casa se extraen del aire frío exterior, por lo tanto sólo se costean los 32 000 kJ/h suministrados como trabajo eléctrico a la bomba de calor. Si en cambio se usara un calentador de resistencia eléctrica, sería necesario suministrar los 80 000 kJ/h al calentador de resistencia como energía eléctrica. Esto significaría un costo por calefacción 2.5 veces mayor, lo cual explica la popularidad de las bombas de calor como sistemas de calefacción y por qué se prefieren en lugar de los calentadores de resistencia eléctrica a pesar de su costo inicial considerablemente mayor.

La segunda ley de la termodinámica: enunciado de Clausius

Hay dos enunciados clásicos de la segunda ley, el de Kelvin-Planck que se relaciona con las máquinas térmicas y analizado en la sección precedente, y el de Clausius, relacionado con refrigeradores o bombas de calor. El enunciado de Clausius se expresa como sigue:

> Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura.

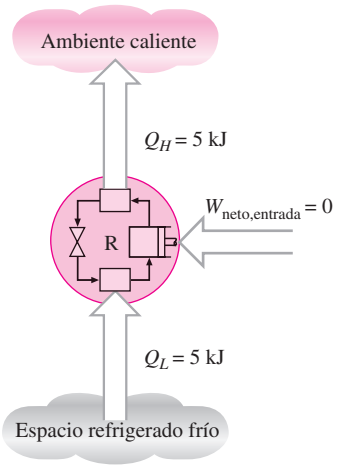


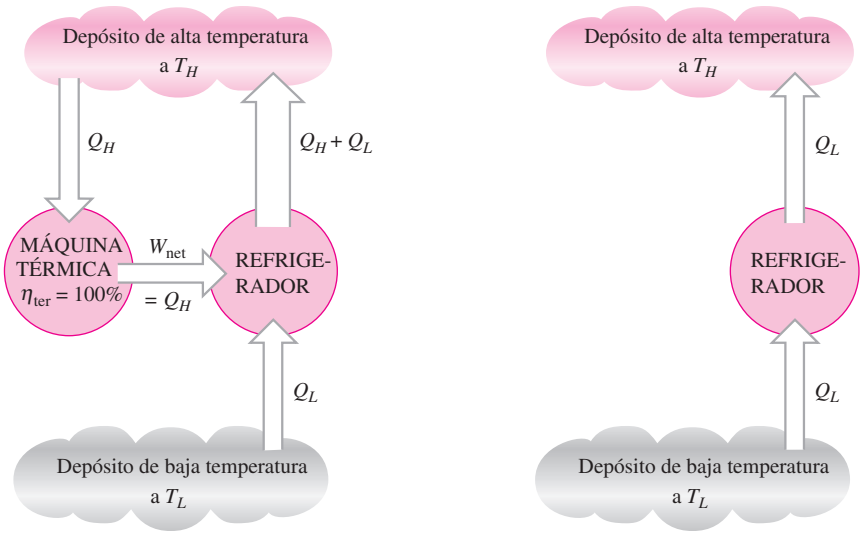
FIGURA 6-26
Éste es un refrigerador que viola el enunciado de Clausius de la segunda ley.

Se sabe bien que el calor, por sí solo, no se transfiere de un medio frío a uno más caliente. El enunciado de Clausius no significa que sea imposible construir un dispositivo cíclico que transfiera calor de un medio frío a otro más caliente. De hecho, esto es precisamente lo que hace un refrigerador doméstico común. El enunciado establece simplemente que un refrigerador no puede operar a menos que su compresor sea propulsado mediante una fuente de energía externa, como un motor eléctrico (Fig. 6-26). De este modo, el efecto neto sobre los alrededores tiene que ver con el consumo de cierta energía en la forma de trabajo, además de la transferencia de calor de un cuerpo más frío a otro más caliente; es decir, deja un rastro en los alrededores. Por lo tanto, un refrigerador doméstico concuerda por completo con el enunciado de Clausius de la segunda ley.

Ambos enunciados de la segunda ley, el de Kelvin-Planck y el de Clausius, son negativos, y un enunciado de este tipo no se puede comprobar. Como cualquier otra ley física, la segunda ley de la termodinámica está basada en observaciones experimentales. A la fecha, no se ha realizado ningún experimento que contradiga la segunda ley y esto se debe tomar como prueba suficiente de su validez.

Equivalencia de los dos enunciados

Los enunciados de Kelvin-Planck y Clausius son equivalentes en sus consecuencias, y se puede usar cualquiera como expresión de la segunda ley de la termodinámica. Cualquier dispositivo que viole el enunciado de Kelvin-Planck también viola el de Clausius, y viceversa. Esto se puede demostrar como sigue.



a) Un refrigerador propulsado por una máquina térmica con 100 por ciento de eficiencia

b) El refrigerador equivalente

FIGURA 6-27
Comprobación de que la violación del enunciado de Kelvin-Planck da lugar a la violación del enunciado de Clausius.

Se tiene la combinación, mostrada en la figura 6-27*a*, de dos dispositivos: una máquina térmica y un refrigerador, combinación que opera entre los mismos dos depósitos. Se supone que la máquina térmica tiene, violando el enunciado de Kelvin-Planck, una eficiencia térmica de 100 por ciento y en consecuencia convierte todo el calor Q_H que recibe en trabajo W. Este trabajo se suministra ahora a un refrigerador que elimina calor en la cantidad Q_L del depósito de baja temperatura y rechaza calor en la cantidad de $Q_L + Q_H$ hacia el depósito de alta temperatura. Durante este proceso, el depósito a alta temperatura recibe una cantidad neta de calor Q_L (la diferencia entre $Q_L + Q_H$ y Q_H). Así, la combinación de estos dos dispositivos se puede considerar como un refrigerador, como se ilustra en la figura 6-27*b*, que transfiere calor en una cantidad Q_L desde un cuerpo más frío hacia otro más caliente sin requerir ninguna entrada desde el exterior. Esto es una violación clara del enunciado de Clausius. Por lo tanto, se puede concluir que una violación del enunciado de Kelvin-Planck da como resultado una violación del enunciado de Clausius.

De una manera similar también se puede demostrar que una violación del enunciado de Clausius origina la violación del de Kelvin-Planck. Entonces, los enunciados de Clausius y Kelvin-Planck son dos expresiones equivalentes de la segunda ley de la termodinámica.

6-5 ▪ MÁQUINAS DE MOVIMIENTO PERPETUO

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 6, SECC. 5 EN EL DVD.

Se ha expresado varias veces que un proceso no se puede llevar a cabo a menos que cumpla con las leyes primera y segunda de la termodinámica. Cualquier dispositivo que viola alguna de las dos leyes se llama **máquina de movimiento perpetuo** y, a pesar de numerosos intentos, no se sabe de alguna máquina de este tipo que haya funcionado. Pero esto no ha impedido que los inventores intenten crear nuevas.

Un dispositivo que viola la primera ley de la termodinámica (al *crear* energía) se llama **máquina de movimiento perpetuo de primera clase** (MMP1) y otro que viola la segunda ley se llama **máquina de movimiento perpetuo de segunda clase** (MMP2).

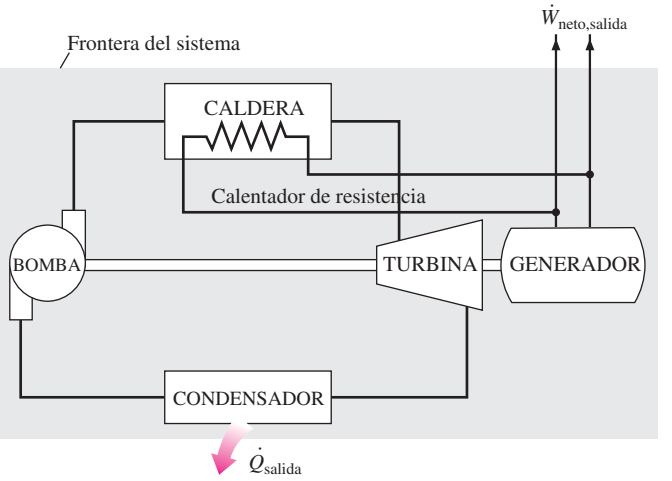


FIGURA 6-28
Máquina de movimiento perpetuo que viola la primera ley de la termodinámica (MMP1).

Considere la central eléctrica de vapor mostrada en la figura 6-28. Se propone calentar vapor mediante calentadores de resistencia colocados dentro de una caldera, en lugar de usar la energía que proporcionan los combustibles fósiles o nucleares. Parte de la electricidad generada en la planta se usará para energizar los resistores así como la bomba, mientras que el resto se suministrará a la red eléctrica como salida neta de trabajo. El inventor afirma que una vez encendido el sistema, esta central de energía producirá electricidad de forma indefinida sin requerir ninguna entrada de energía del exterior.

Pues bien, se tiene un invento que resolvería el problema mundial de energía, si funciona, por supuesto. Un examen cuidadoso de este invento revela que el sistema delimitado por el área sombreada suministra energía hacia el exterior en forma constante a una tasa de $\dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{neto,salida}}$, sin recibir ninguna energía. Es decir, este sistema crea energía a una tasa de $\dot{Q}_{\text{salida}} + \dot{W}_{\text{neto,salida}}$, lo que es claramente una violación de la primera ley. Por lo tanto, este maravilloso dispositivo no es otra cosa que una MMP1 y no merece más consideración.

Ahora se toma en cuenta otra novedosa idea del mismo inventor. Convencido de que la energía no se puede crear, el inventor sugiere las siguientes modificaciones que mejorarán en gran medida la eficiencia térmica de esa central eléctrica sin violar la primera ley. Consciente de que más de la mitad del calor transferido al vapor en el horno se desecha en el condensador hacia el ambiente, el inventor sugiere deshacerse de este componente despilfarrador y enviar el vapor a la bomba tan pronto como sale de la turbina, como se muestra en la figura 6-29. De este modo, todo el calor transferido al vapor en la caldera se convertirá en trabajo y por lo tanto la planta tendrá una eficiencia teórica de 100 por ciento. El inventor comprende que ciertas pérdidas de calor y la fricción entre los componentes móviles son inevitables y que estos efectos dañarán un poco la eficiencia, pero aún espera que la eficiencia no sea menor a 80 por ciento (en oposición a 40 por ciento de la mayor parte de las centrales de energía reales) para un sistema diseñado con cuidado.

Pues bien, la posibilidad de duplicar la eficiencia sería realmente tentadora para los administradores de la central, y si no tuvieran la capacitación adecuada probablemente darían a esta idea una oportunidad, porque desde el punto de vista intuitivo no ven nada malo en esto. Sin embargo, un estudiante de termodinámica de inmediato identifica a este dispositivo como una MMP2, ya que funciona en un ciclo y realiza una cantidad neta de trabajo

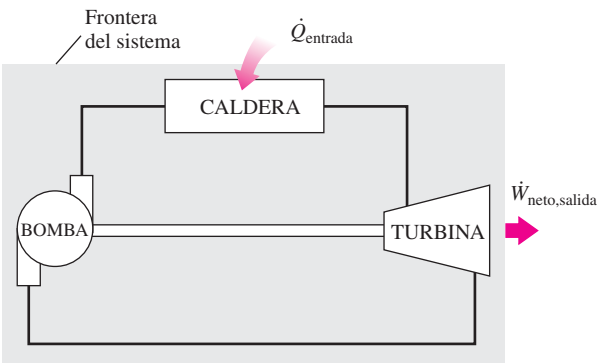


FIGURA 6-29
Máquina de movimiento perpetuo que viola la primera ley de la termodinámica (MMP1).

mientras intercambia calor con un solo depósito (el horno). Satisface la primera ley pero viola la segunda y, por lo tanto, no funcionará.

Incontables máquinas de movimiento perpetuo han sido propuestas a lo largo de la historia, y habrá muchas más. Algunos de quienes proponen incluso han patentado sus inventos, sólo para encontrar que lo que en realidad tienen en sus manos es un trozo de papel sin valor.

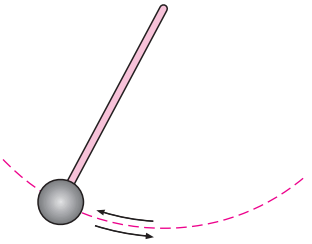
Algunos inventores de máquinas de movimiento perpetuo tuvieron éxito en conseguir fondos. Por ejemplo, un carpintero de Filadelfia de nombre J. W. Kelly reunió millones de dólares de inversionistas entre 1874 y 1898 para su *máquina de vacío pulsante hidroneumática*, que supuestamente podía mover 3 000 millas a un tren con 1 L de agua. Por supuesto, nunca lo logró. Después de su muerte en 1898, los investigadores descubrieron que la máquina de demostración era propulsada mediante un motor oculto. En fechas recientes, a un grupo de inversionistas se le propuso invertir $2.5 millones de dólares en un misterioso *incrementador de energía* que multiplicaba cualquier energía que utilizara, pero el abogado de los inversionistas quería primero la opinión de un experto. Confrontado por los científicos, el "inventor" abandonó la escena sin incluso intentar poner en funcionamiento su máquina de demostración.

Cansada de las aplicaciones que proponían máquinas de movimiento perpetuo, la Oficina de Patentes de Estados Unidos decretó en 1918 que ya no consideraría ninguna de éstas. Sin embargo, todavía se archivaron varias aplicaciones patentadas de esta clase y muchas pasaron inadvertidas por la oficina de patentes. Algunos aspirantes cuyas aplicaciones patentadas fueron refutadas recurrieron a la justicia; por ejemplo, en 1982 la Oficina de Patentes estadounidense descartó como otra máquina de movimiento perpetuo a un enorme dispositivo provisto de varios cientos de kilogramos de imanes giratorios y kilómetros de alambre de cobre que se supone genera más electricidad que la consumida a partir de un paquete de baterías. Sin embargo, el inventor impugnó la decisión y en 1985 la Oficina Nacional de Estándares probó finalmente la máquina sólo para certificar que funciona con baterías. No obstante, esto no convenció al inventor de que su máquina no funcionará.

Las personas que proponen máquinas de movimiento perpetuo por lo común tienen mentes innovadoras, pero carecen de capacitación en ingeniería formal, lo cual es muy desafortunado. Nadie está exento de ser defraudado por una máquina de movimiento perpetuo, sin embargo, como reza el refrán: "Si algo suena demasiado bueno para ser verdad, probablemente lo sea".

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 6, SECC. 6 EN EL DVD.



a) Péndulo sin fricción

b) Expansión y compresión de un gas en cuasiequilibrio

FIGURA 6-30
Dos procesos reversibles comunes.

6-6 ▪ PROCESOS REVERSIBLES E IRREVERSIBLES

La segunda ley de la termodinámica establece que ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia de 100 por ciento. Entonces cabe preguntar, ¿cuál es la eficiencia más alta que pudiera tener una máquina térmica? Antes de contestarla es necesario definir primero un proceso idealizado, llamado *proceso reversible*.

Los procesos que se estudiaron al comienzo de este capítulo ocurrieron en cierta dirección, y una vez ocurridos, no se pueden revertir por sí mismos de forma espontánea y restablecer el sistema a su estado inicial. Por esta razón se clasifican como *procesos irreversibles.* Una vez que se enfría una taza de café, no se calentará al recuperar de los alrededores el calor que perdió. Si eso fuera posible, tanto los alrededores como el sistema (café) volverían a su condición original, y esto sería un proceso reversible.

Un **proceso reversible** se define como un *proceso que se puede invertir sin dejar ningún rastro en los alrededores* (Fig. 6-30). Es decir, tanto el sistema *como* los alrededores vuelven a sus estados iniciales una vez finalizado el proceso inverso. Esto es posible sólo si el intercambio de calor y trabajo netos entre el sistema y los alrededores es cero para el proceso combinado (original e inverso). Los procesos que no son reversibles se denominan **procesos irreversibles**.

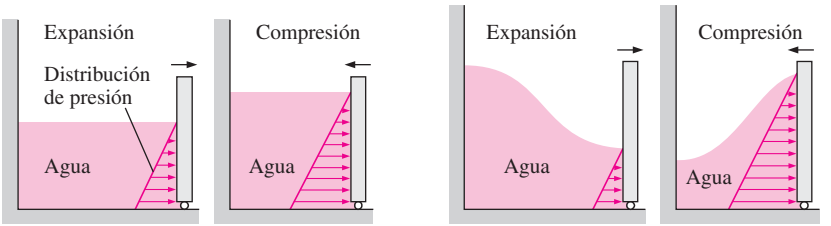
Se debe señalar que es posible volver un sistema a su estado original siguiendo un proceso, sin importar si éste es reversible o irreversible. Pero para procesos reversibles, esta restauración se hace sin dejar ningún cambio neto en los alrededores, mientras que para procesos irreversibles los alrededores normalmente hacen algún trabajo sobre el sistema, por lo tanto no vuelven a su estado original.

Los procesos reversibles en realidad no ocurren en la naturaleza, sólo son *idealizaciones* de procesos reales. Los reversibles se pueden aproximar mediante dispositivos reales, pero nunca se pueden lograr; es decir, todos los procesos que ocurren en la naturaleza son irreversibles. Entonces, quizá se pregunte *por qué* preocuparse de esta clase de procesos ficticios. Hay dos razones: una es que son fáciles de analizar, puesto que un sistema pasa por una serie de estados de equilibrio durante un proceso reversible; y otra es que sirven como modelos idealizados con los que es posible comparar los procesos reales.

En la vida diaria, el concepto de una "persona correcta" es también una idealización, tal como el concepto de un proceso reversible (perfecto). Quienes insisten en hallar a esa persona correcta para establecerse están condenados a permanecer solos el resto de sus vidas. La posibilidad de hallar la pareja ideal no es mayor que la de hallar un proceso perfecto (reversible). Del mismo modo, una persona que insiste en tener amigos perfectos seguramente no tiene amigos.

Los ingenieros están interesados en procesos reversibles porque los dispositivos que producen trabajo, como motores de automóviles y turbinas de gas o vapor, *entregan el máximo de trabajo*, y los dispositivos que consumen trabajo, como compresores, ventiladores y bombas, *consumen el mínimo de trabajo* cuando se usan procesos reversibles en lugar de irreversibles (Fig. 6-31).

Los procesos reversibles pueden ser considerados como *límites teóricos* para los irreversibles correspondientes. Algunos procesos son más irreversibles que otros. Quizá nunca se tenga un proceso reversible, pero es posible aproxi-



a) Proceso lento (reversible) *b*) Proceso rápido (irreversible)

FIGURA 6-31
Los procesos reversibles entregan lo más posible y consumen el menor trabajo.

marse. A medida que se tiende hacia un proceso reversible, un dispositivo entrega más trabajo o requiere menos trabajo.

El concepto de proceso reversible conduce a la definición de **eficiencia de la segunda ley** para procesos reales, que es el grado de aproximación al proceso reversible correspondiente. Esto permite comparar el desempeño de diferentes dispositivos diseñados para hacer la misma tarea con base en sus eficiencias. Mientras mejor sea el diseño, menores son las irreversibilidades y mayor es la eficiencia de la segunda ley.

Irreversibilidades

Los factores que causan que un proceso sea irreversible se llaman **irreversibilidades**, las cuales son la fricción, la expansión libre, el mezclado de dos fluidos, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, la resistencia eléctrica, la deformación inelástica de sólidos y las reacciones químicas. La presencia de cualquiera de estos efectos hace que un proceso sea irreversible. Un proceso reversible no incluye ninguno de ellos. Algunas de las irreversibilidades encontradas con mayor frecuencia se analizan brevemente a continuación.

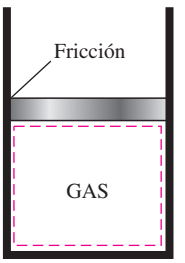
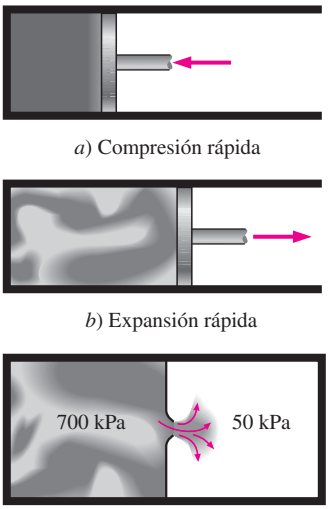


FIGURA 6-32
La fricción hace que un proceso sea irreversible.

La **fricción** es una forma familiar de irreversibilidad relacionada con cuerpos en movimiento. Cuando dos cuerpos en contacto son forzados a moverse uno respecto al otro (un émbolo en un cilindro, por ejemplo, como se ilustra en la figura 6-32), en la interfase de ambos se desarrolla una fuerza de fricción que se opone al movimiento, por lo que se requiere algo de trabajo para vencer esta fuerza de fricción. La energía suministrada como trabajo se convierte finalmente en calor durante el proceso y se transfiere hacia los cuerpos en contacto, como lo evidencia un aumento de temperatura en la interfaz. Cuando se invierte la dirección del movimiento, los cuerpos se restablecen a su posición original, pero la interfaz no se enfría y el calor no se convierte de nuevo en trabajo. En cambio, algo más del trabajo se convierte en calor mientras se vencen las fuerzas de fricción que también se oponen al movimiento inverso. Dado que el sistema (los cuerpos en movimiento) y los alrededores no pueden ser regresados a sus estados originales, este proceso es irreversible. Mientras más grandes sean las fuerzas de fricción, más irreversible es el proceso.

La fricción no siempre tiene relación con dos cuerpos sólidos en contacto. También se encuentra entre un fluido y un sólido e incluso entre las capas de un fluido que se mueve a distintas velocidades. Una fracción considerable de la potencia que produce el motor de un automóvil se emplea para vencer la fricción (la fuerza de arrastre) entre el aire y las superficies externas del automóvil, fracción que en algún momento se vuelve parte de la energía interna del aire. No es posible invertir este proceso y recuperar la energía perdida, aunque hacerlo no violaría el principio de conservación de la energía.



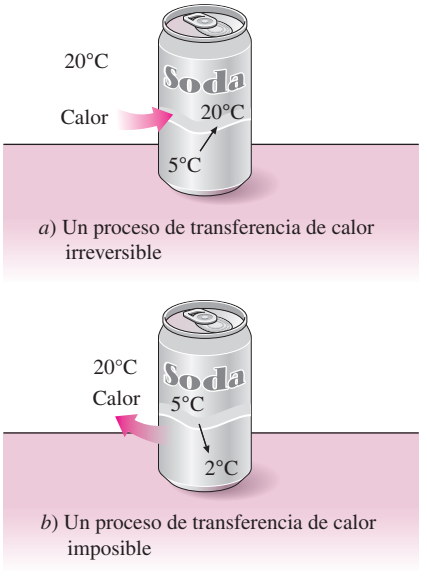
a) Compresión rápida

b) Expansión rápida

c) Expansión sin restricción

FIGURA 6-33

Procesos de compresión y expansión irreversibles.



a) Un proceso de transferencia de calor irreversible

b) Un proceso de transferencia de calor imposible

FIGURA 6-34

a) La transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura es irreversible y *b*) el proceso inverso es imposible.

Otro ejemplo de irreversibilidad es la **expansión libre de un gas**, el cual se halla separado de un vacío mediante una membrana, como se ilustra en la figura 6-33. Cuando se rompe la membrana, el gas llena todo el recipiente y la única forma de restaurar el sistema a su estado original es comprimirlo a su volumen inicial, mientras se transfiere calor del gas hasta que alcanza su temperatura inicial. De las consideraciones de conservación de la energía, se puede demostrar sin dificultad que la cantidad de calor transferida del gas es igual a la cantidad de trabajo que los alrededores realizan sobre el gas. La restauración de los alrededores requiere convertir por completo este calor en trabajo, lo cual violaría la segunda ley. Por lo tanto, la expansión libre de un gas es un proceso irreversible.

Una tercera forma de irreversibilidad conocida es la **transferencia de calor** debida a una diferencia de temperatura finita. Considere una lata de bebida carbonatada fría dejada en un espacio caliente (Fig. 6-34). El calor se transfiere desde el aire de la habitación el cual se encuentra a mayor temperatura hacia la lata que está más fría. La única forma de invertir este proceso y restablecer la temperatura original de la lata de soda es proporcionarle refrigeración, lo cual requiere algo de entrada de trabajo. Al final del proceso inverso, la soda vuelve a su estado original, pero no los alrededores. La energía interna de éstos se incrementa en una cantidad igual en magnitud al trabajo suministrado al refrigerador. Restablecer los alrededores a su estado inicial sólo es posible hacerlo si se convierte este exceso de energía interna completamente en trabajo, lo cual es imposible sin violar la segunda ley. Como solamente el sistema, no el sistema y los alrededores, puede ser restablecido a su condición inicial, la transferencia de calor ocasionada por una diferencia finita es un proceso irreversible.

La transferencia de calor puede ocurrir sólo cuando hay una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores, por lo tanto es físicamente imposible tener un proceso de transferencia de calor reversible. Pero un proceso de transferencia de calor se vuelve cada vez menos reversible a medida que la diferencia de temperatura entre los dos cuerpos se aproxima a cero. Entonces, la transferencia de calor por una diferencia de temperatura diferencial dT se puede considerar como reversible. Cuando dT se aproxima a cero, el proceso puede cambiar de dirección (por lo menos en teoría) sin requerir ninguna refrigeración. Observe que la transferencia de calor reversible es un proceso conceptual y no es posible reproducirlo en el mundo real.

Mientras más pequeña sea la diferencia de temperatura entre dos cuerpos, más pequeña será la tasa de transferencia de calor. Cualquier transferencia de calor importante debida a una diferencia de temperatura pequeña requiere un área superficial muy grande y un tiempo muy largo. Por lo tanto, aunque desde un punto de vista termodinámico es deseable aproximar la transferencia de calor reversible, es impráctico y no factible económicamente.

Procesos internamente y externamente reversibles

Un proceso representativo tiene que ver con interacciones entre un sistema y sus alrededores, y uno reversible no conlleva irreversibilidades relacionadas con cualquiera de ellos.

Un proceso se denomina **internamente reversible** si no ocurren irreversibilidades dentro de las fronteras del sistema durante el proceso. Durante un proceso internamente reversible, un sistema pasa por una serie de estados de

equilibrio, y cuando se invierte el proceso, el sistema pasa por los mismos estados de equilibrio mientras vuelve a su estado inicial. Es decir, las trayectorias de los procesos inverso y directo coinciden para un proceso internamente reversible. El proceso en cuasiequilibrio es un ejemplo de un proceso internamente reversible.

Un proceso es denominado **externamente reversible** si no ocurren irreversibilidades fuera de las fronteras del sistema durante el proceso. La transferencia de calor entre un depósito y un sistema es un proceso externamente reversible si la superficie exterior del sistema está a la temperatura del depósito.

Se le denomina a un proceso **totalmente reversible**, o nada más **reversible**, si no tiene que ver con irreversibilidades dentro del sistema o sus alrededores (Fig. 6-35). En un proceso de este tipo no hay transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura finita, ni cambios de no cuasiequilibrio y tampoco fricción u otros efectos disipadores.

Como ejemplo, considere la transferencia de calor de dos sistemas idénticos que experimentan un proceso de cambio de fase a presión constante (y por ende, a temperatura constante), como se muestra en la figura 6-36. Ambos procesos son internamente reversibles, porque se llevan a cabo de forma isotérmica y ambos pasan por exactamente los mismos estados de equilibrio. El primer proceso mostrado es también externamente reversible, ya que la transferencia de calor para este proceso tiene lugar en una diferencia de temperatura infinitesimal dT. Sin embargo, el segundo proceso es externamente irreversible, ya que hay transferencia de calor ocasionada por una diferencia de temperatura finita ΔT.

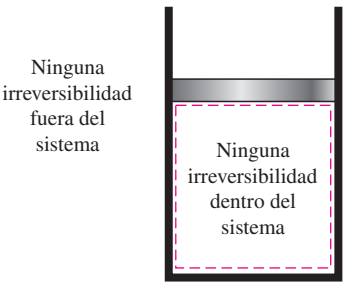


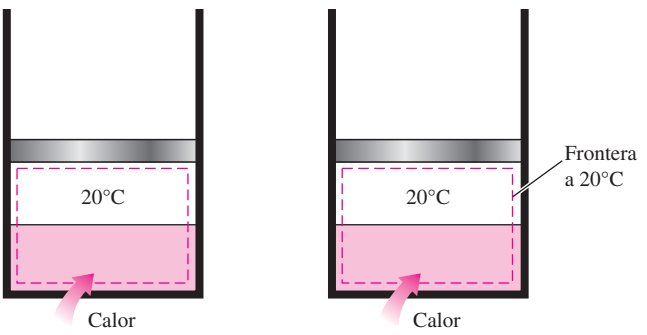
FIGURA 6-35
Un proceso reversible no involucra irreversibilidades internas y externas.

6-7 ▪ EL CICLO DE CARNOT

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 6, SECC. 7 EN EL DVD.

Se mencionó anteriormente que las máquinas térmicas son dispositivos cíclicos y que el fluido de trabajo de una de estas máquinas vuelve a su estado inicial al final de cada ciclo. Durante una parte del ciclo el fluido realiza trabajo y durante otra se hace trabajo sobre el fluido. La diferencia entre estos dos momentos es el trabajo neto que entrega la máquina térmica. La eficiencia del ciclo de una máquina térmica depende en gran medida de cómo se ejecute cada uno de los procesos que constituyen el ciclo. El trabajo neto y, por lo tanto, la eficiencia del ciclo, se pueden maximizar mediante procesos que requieren la mínima cantidad de trabajo y entregan lo más posible, es decir, mediante *procesos reversibles*. Por lo tanto, no es sorprendente que los ci-



a) Totalmente reversible

b) Internamente reversible

FIGURA 6-36
Procesos de transferencia de calor total e internamente reversibles.

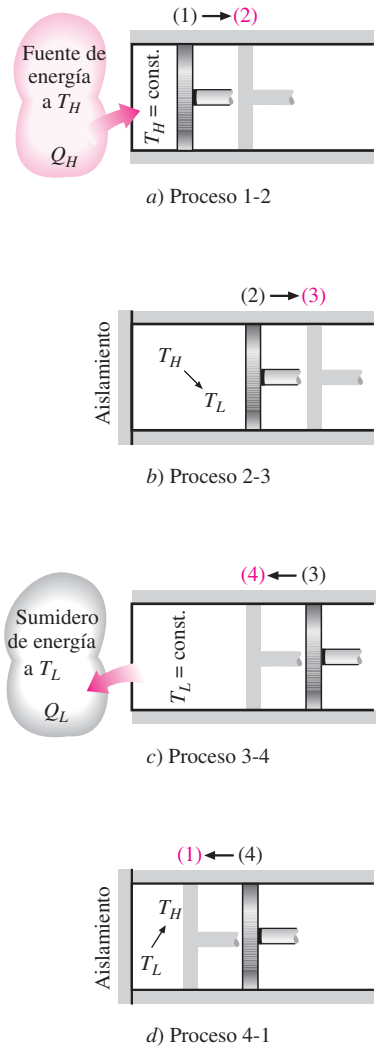


FIGURA 6-37
Ejecución de un ciclo de Carnot en un sistema cerrado.

clos más eficientes sean los reversibles, o sea, ciclos que consisten por completo en procesos reversibles.

En la práctica no es posible lograr ciclos reversibles porque no se pueden eliminar las irreversibilidades relacionadas con cada proceso. Sin embargo, los ciclos reversibles proporcionan límites superiores al desempeño de los ciclos reales. Las máquinas térmicas y los refrigeradores que funcionan en ciclos reversibles sirven como modelos con los cuales comparar las máquinas térmicas y los refrigeradores reales. Los ciclos reversibles también sirven como puntos de partida en el desarrollo de ciclos reales y se modifican según sea necesario para satisfacer ciertos requerimientos.

Es probable que el ciclo reversible más conocido sea el **ciclo de Carnot**, propuesto en 1824 por el ingeniero francés Sadi Carnot. La máquina térmica teórica que opera en el ciclo de Carnot se llama **máquina térmica de Carnot**, cuyo ciclo se compone de cuatro procesos reversibles, dos isotérmicos y dos adiabáticos, y que es posible llevar a cabo en un sistema cerrado o de flujo estable.

Considere un sistema cerrado conformado por un gas contenido en un dispositivo de cilindro-émbolo adiabático, como se ilustra en la figura 6-37. El aislamiento de la cabeza del cilindro es tal que puede ser eliminado para poner al cilindro en contacto con depósitos que proporcionan transferencia de calor. Los cuatro procesos reversibles que conforman el ciclo de Carnot son los siguientes:

Expansión isotérmica reversible (proceso 1-2, T_H = constante). Inicialmente (estado 1), la temperatura del gas es T_H y la cabeza del cilindro está en contacto estrecho con una fuente a temperatura T_H. Se permite que el gas se expanda lentamente y que realice trabajo sobre los alrededores. Cuando el gas se expande su temperatura tiende a disminuir, pero tan pronto como disminuye la temperatura en una cantidad infinitesimal dT, cierta cantidad de calor se transfiere del depósito hacia el gas, de modo que la temperatura de éste se eleva a T_H. Así, la temperatura del gas se mantiene constante en T_H. Como la diferencia de temperatura entre el gas y el depósito nunca excede una cantidad diferencial dT, éste es un proceso reversible de transferencia de calor. El proceso continúa hasta que el émbolo alcanza la posición 2. La cantidad de calor total transferido al gas durante este proceso es Q_H.

Expansión adiabática reversible (proceso 2-3, la temperatura disminuye de T_H a T_L). En el estado 2, el depósito que estuvo en contacto con la cabeza del cilindro se elimina y se remplaza por aislamiento para que el sistema se vuelva adiabático. El gas continúa expandiéndose lentamente y realiza trabajo sobre los alrededores hasta que su temperatura disminuye de T_H a T_L (estado 3). Se supone que el émbolo no experimenta fricción y el proceso está en cuasiequilibrio, de modo que el proceso es irreversible así como adiabático.

Compresión isotérmica reversible (procesos 3-4, T_L = constante). En el estado 3, se retira el aislamiento de la cabeza del cilindro y se pone a éste en contacto con un sumidero a temperatura T_L. Después una fuerza externa empuja al cilindro hacia el interior, de modo que se realiza trabajo sobre el gas. A medida que el gas se comprime su temperatura tiende a incrementarse, pero tan pronto como aumenta una cantidad infinitesimal dT, el calor se transfiere desde el gas hacia el sumidero, lo que causa que la temperatura del gas descienda a T_L. Así, la temperatura del gas permanece constante en T_L. Como la diferencia de temperatura entre el gas y el sumidero nunca excede una cantidad diferencial dT, éste es un proceso de transferencia de ca-

lor reversible, el cual continúa hasta que el émbolo alcanza el estado 4. La cantidad de calor rechazado del gas durante este proceso es Q_L.

Compresión adiabática reversible (proceso 4-1, la temperatura sube de T_L a T_H). El estado 4 es tal que cuando se elimina el depósito de baja temperatura, el aislamiento se coloca de nuevo en la cabeza del cilindro y el gas se comprime de manera reversible hasta volver a su estado inicial (estado 1). La temperatura sube de T_L a T_H durante este proceso de compresión adiabático reversible, que completa el ciclo.

El diagrama P-V de este ciclo se muestra en la figura 6-38. Recuerde que en un diagrama de este tipo el área bajo la curva del proceso representa el trabajo de frontera para procesos en cuasiequilibrio (internamente reversible); se observa entonces que para este caso el área bajo la curva 1-2-3 es el trabajo que realiza el gas durante la parte de expansión del ciclo, y el área bajo la curva 3-4-1 es el trabajo realizado sobre el gas durante la parte de compresión del ciclo. El área que encierra la trayectoria del ciclo (área 1-2-3-4-1) es la diferencia entre estas dos y representa el trabajo neto hecho durante el ciclo.

Observe que si se actúa de manera poco generosa y se comprime el gas de forma adiabática en el estado 3 en lugar de hacerlo de modo isotérmico en un esfuerzo por *ahorrar* Q_L, se terminaría de nuevo en el estado 2, de manera que se vuelve a trazar la trayectoria de proceso 3-2. De este modo se ahorraría Q_L pero no se podría obtener ninguna salida de trabajo neto de esta máquina. Esto ilustra una vez más la necesidad de que una máquina térmica intercambie calor con al menos dos depósitos a diferentes temperaturas para operar en un ciclo y producir una cantidad neta de trabajo.

El ciclo de Carnot también se puede aplicar en un sistema de flujo estable. En capítulos posteriores se analiza esta posibilidad junto con otros ciclos de potencia.

Por ser un ciclo reversible, el de Carnot es el más eficiente que opera entre dos límites de temperatura especificados. Aun cuando el ciclo de Carnot no se puede lograr en la realidad, la eficiencia de los ciclos reales se mejora al intentar aproximarse lo más posible al de Carnot.

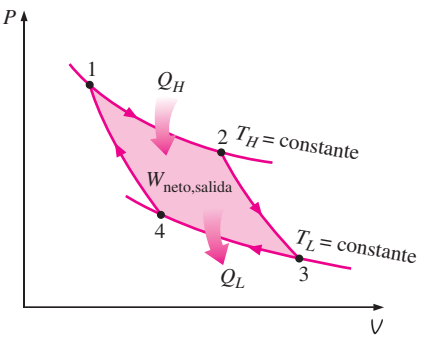


FIGURA 6-38
Diagrama P-V de un ciclo de Carnot.

Ciclo de Carnot inverso

El ciclo de la máquina térmica de Carnot recién descrito es totalmente reversible, por lo tanto todos los procesos que abarca se pueden *invertir*, en cuyo caso se convierte en el **ciclo de refrigeración de Carnot**. Esta vez, el ciclo es exactamente el mismo excepto que las direcciones de las interacciones de calor y trabajo están invertidas: el calor en la cantidad Q_L se absorbe de un depósito a baja temperatura, el calor en la cantidad Q_H se rechaza hacia un depósito a alta temperatura, y se requiere una cantidad de trabajo $W_{neto,entrada}$ para completar todo esto.

El diagrama P-V del ciclo de Carnot invertido es el mismo que corresponde al ciclo de Carnot, excepto que se invierten las direcciones de los procesos, como se muestra en la figura 6-39.

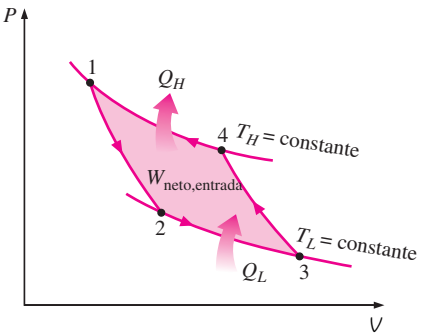


FIGURA 6-39
Diagrama P-V de un ciclo inverso de Carnot.

6-8 ▪ PRINCIPIOS DE CARNOT

La segunda ley de la termodinámica restringe la operación de dispositivos cíclicos según se expresa mediante los enunciados de Kelvin-Planck y Clausius. Una máquina térmica no puede operar intercambiando calor con un solo depósito, y un refrigerador no puede funcionar sin una entrada neta de energía de una fuente externa.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 6, SECC. 8 EN EL DVD.

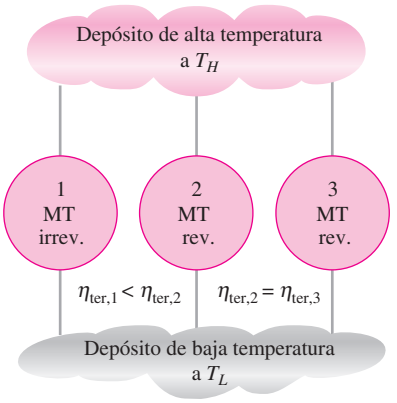


FIGURA 6-40
Principios de Carnot.

Se pueden obtener valiosas conclusiones a partir de estos enunciados; dos de éstas son sobre la eficiencia térmica de máquinas de reversibles e irreversibles (es decir, reales) y se conocen como **principios de Carnot** (Fig. 6-40), los cuales se expresan como:

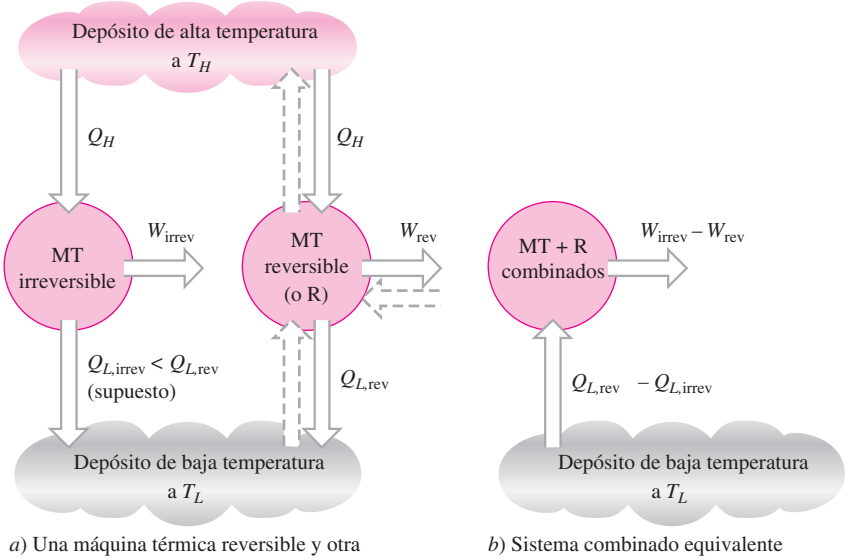
1. La eficiencia de una máquina térmica irreversible es siempre menor que la eficiencia de una máquina reversible que opera entre los mismos dos depósitos.
2. Las eficiencias de las máquinas térmicas reversibles que operan entre los mismos dos depósitos son las mismas.

Estos dos enunciados se pueden comprobar mediante la demostración de que la violación de cualquiera de éstos da como resultado la violación de la segunda ley de la termodinámica.

Para comprobar el primer enunciado, considere dos máquinas térmicas que operan entre los mismos depósitos, como se ilustra en la figura 6-41; una es reversible y la otra irreversible. Después a cada máquina se le suministra la misma cantidad de calor Q_H. La cantidad de trabajo producida por la máquina térmica reversible es W_{rev}, y la que produce la irreversible es W_{irrev}.

Violando el primer principio de Carnot, se supone que la máquina térmica irreversible es más eficiente que la reversible (es decir, $\eta_{ter,irrev} > \eta_{ter,rev}$) por lo tanto entrega más trabajo que la reversible. Ahora se invierte la máquina térmica reversible y opera como refrigerador, el cual recibirá una entrada de trabajo de W_{rev} y rechazará calor hacia el depósito de alta temperatura. Como el refrigerador está rechazando calor en la cantidad de Q_H hacia el depósito de temperatura alta y la máquina térmica irreversible está recibiendo la misma cantidad de calor desde este depósito, el intercambio de calor neto para este depósito es cero. Así, éste se podría eliminar si la descarga Q_H del refrigerador va directamente a la máquina térmica irreversible.

Ahora, si se consideran juntos el refrigerador y la máquina irreversible, se tiene una máquina que produce un trabajo neto en la cantidad de $W_{irrev} - W_{rev}$ mientras intercambia calor con un solo depósito, lo cual viola el enunciado de



a) Una máquina térmica reversible y otra irreversible entre los mismos dos depósitos (la máquina térmica reversible se invierte para que funcione como refrigerador)

b) Sistema combinado equivalente

FIGURA 6-41
Comprobación del primer principio de Carnot.

Kelvin-Planck de la segunda ley. Por lo tanto, la suposición inicial de que $\eta_{ter,irrev} > \eta_{ter,rev}$ es incorrecta. Entonces, se concluye que ninguna máquina térmica puede ser más eficiente que una máquina térmica reversible que opera entre los mismos depósitos.

También es posible comprobar de manera similar el segundo principio de Carnot. Esta vez, se remplaza la máquina irreversible por otra reversible que es más eficiente, por lo tanto entrega más trabajo que la primera máquina reversible. Siguiendo el mismo razonamiento, se tiene al final una máquina que produce una cantidad neta de trabajo mientras se intercambia calor con un solo depósito, lo cual viola la segunda ley. Así, se concluye que ninguna máquina térmica reversible puede ser más eficiente que otra que opera entre los mismos dos depósitos, sin importar cómo se completa el ciclo o la clase de fluido utilizado.

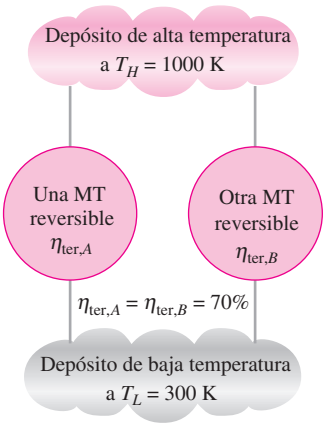

Depósito de alta temperatura
a T_H = 1000 K
Una MT reversible $\eta_{ter,A}$
Otra MT reversible $\eta_{ter,B}$
$\eta_{ter,A} = \eta_{ter,B} = 70\%$
Depósito de baja temperatura
a T_L = 300 K

FIGURA 6-42
Las máquinas térmicas reversibles que operan entre los mismos dos depósitos tienen la misma eficiencia (segundo principio de Carnot).

6-9 ▪ ESCALA TERMODINÁMICA DE TEMPERATURA

Una escala de temperatura que es independiente de las propiedades de las sustancias utilizadas para medir la temperatura se denomina **escala termodinámica de temperatura**, la cual ofrece grandes ventajas en los cálculos termodinámicos, y su derivación se da a continuación por medio de algunas máquinas térmicas reversibles.

El segundo principio de Carnot, analizado en la sección 6-8, establece que todas las máquinas térmicas reversibles tienen la misma eficiencia térmica cuando operan entre los mismos dos depósitos (Fig. 6-42). Es decir, la eficiencia de una máquina reversible es independiente del fluido de trabajo utilizado y las propiedades de éste, así como del modo de ejecutar el ciclo o el tipo de máquina reversible usada. Como los depósitos de energía se caracterizan por sus temperaturas, la eficiencia térmica de las máquinas térmicas reversibles está en función únicamente de las temperaturas del depósito; es decir,

$$\eta_{ter,rev} = g(T_H, T_L)$$

o bien,

$$\frac{Q_H}{Q_L} = f(T_H, T_L) \qquad \textbf{(6–13)}$$

ya que $\eta_{ter} = 1 - Q_L/Q_H$. En estas relaciones, T_H y T_L son las temperaturas de los depósitos de alta y baja temperatura, respectivamente.

La forma funcional de $f(T_H, T_L)$ se puede desarrollar con la ayuda de las tres máquinas térmicas reversibles mostradas en la figura 6-43. Las máquinas A y C reciben la misma cantidad de calor Q_1 del depósito de alta temperatura a T_1, la C rechaza Q_3 hacia el depósito de baja temperatura a T_3, la B recibe el calor Q_2 rechazado por la máquina A a la temperatura T_2 y rechaza calor en la cantidad de Q_3 hacia el depósito a T_3.

Las cantidades de calor que rechazan las máquinas B y C deben ser las mismas porque las máquinas A y B se pueden combinar en otra reversible que opera entre los mismos depósitos en que lo hace la máquina C, por lo tanto la máquina combinada tendrá la misma eficiencia de la máquina C. Como la entrada de calor a la máquina C es la misma que la entrada de calor a las combinadas A y B, ambos sistemas deben rechazar la misma cantidad de calor.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 6, SECC. 9 EN EL DVD.

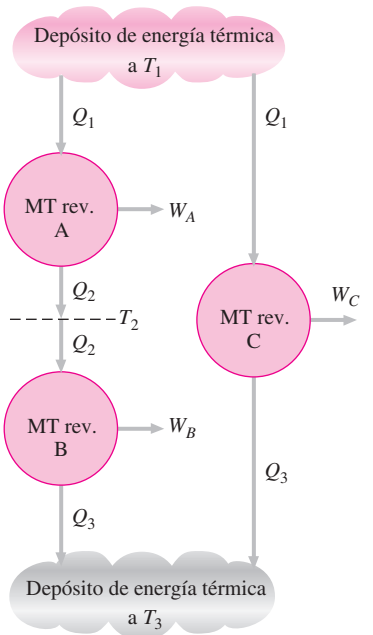


FIGURA 6-43
Configuración de máquinas térmicas utilizada para desarrollar la escala termodinámica de temperatura.

Al aplicar la ecuación 6-13 a las tres máquinas por separado, se obtiene

$$\frac{Q_1}{Q_2} = f(T_1, T_2), \quad \frac{Q_2}{Q_3} = f(T_2, T_3), \quad \text{y} \quad \frac{Q_1}{Q_3} = f(T_1, T_3)$$

Ahora considere la identidad

$$\frac{Q_1}{Q_3} = \frac{Q_1}{Q_2}\,\frac{Q_2}{Q_3}$$

la cual corresponde a

$$f(T_1, T_3) = f(T_1, T_2) \cdot f(T_2, T_3)$$

Un cuidadoso análisis de esta ecuación revela que el lado izquierdo es una función de T_1 y T_3 y, por lo tanto, el derecho debe solamente ser también una función de T_1 y T_3, y no de T_2. Es decir, el valor del producto en el lado derecho de la ecuación depende del valor de T_2. Esta condición se satisfará sólo si la función f tiene la forma:

$$f(T_1, T_2) = \frac{\phi(T_1)}{\phi(T_2)} \quad \text{y} \quad f(T_2, T_3) = \frac{\phi(T_2)}{\phi(T_3)}$$

de modo que $\phi(T_2)$ se cancelará del producto de $f(T_1, T_2)$ y $f(T_2, T_3)$, lo que produce

$$\frac{Q_1}{Q_3} = f(T_1, T_3) = \frac{\phi(T_1)}{\phi(T_3)} \tag{6–14}$$

Esta relación es mucho más específica que la ecuación 6-13 para la forma funcional de Q_1/Q_3 en términos de T_1 y T_3.

Para una máquina térmica reversible que opera entre dos depósitos a temperaturas T_H y T_L, la ecuación 6-14 se puede escribir como

$$\frac{Q_H}{Q_L} = \frac{\phi(T_H)}{\phi(T_L)} \tag{6-15}$$

Éste es el único requerimiento que impone la segunda ley a la relación de las transferencias de calor hacia y desde máquinas térmicas reversibles. Varias funciones $\phi(T)$ satisfacen esta ecuación, por lo que la elección es completamente arbitraria. Lord Kelvin propuso primero tomar $\phi(T) = T$ para definir una escala de temperatura termodinámica como (Fig. 6-44)

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{\text{rev}} = \frac{T_H}{T_L} \tag{6-16}$$

Esta escala de temperatura se llama **escala Kelvin** y las temperaturas listadas ahí se denominan **temperaturas absolutas**. En la escala Kelvin, las relaciones de temperatura dependen de las relaciones de transferencia de calor entre una máquina térmica reversible y los depósitos, y son independientes de las propiedades físicas de cualquier sustancia. En esta escala las temperaturas varían entre cero e infinito.

La escala termodinámica de temperatura no se define por completo mediante la ecuación 6-16, ya que sólo da una relación de temperaturas absolutas. También se necesita saber la magnitud de un kelvin. En la Conferencia Internacional sobre pesos y medidas celebrada en 1954 se asignó al punto triple del agua (el estado en el que existen en equilibrio las tres fases del agua)

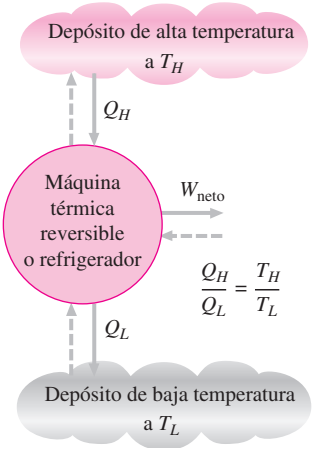


FIGURA 6-44

Para ciclos reversibles, la relación de transferencia de calor Q_H/Q_L se puede remplazar por la relación de temperatura absoluta T_H/T_L.

el valor de 273.16 K (Fig. 6-45). La *magnitud de un kelvin* se definió como 1/273.16 del intervalo de temperatura entre el cero absoluto y la temperatura del punto triple del agua. Las magnitudes de las unidades de temperatura en las escalas Kelvin y Celsius son idénticas (1 K ≡ 1°C). Las temperaturas en estas dos escalas difieren por una constante 273.15:

$$T(°C) = T(K) - 273.15 \quad \textbf{(6-17)}$$

Aun cuando la escala termodinámica de temperatura se define con la ayuda de las máquinas térmicas reversibles, no es posible ni práctico operar en realidad tal máquina para determinar valores numéricos sobre la escala de temperatura absoluta. Las temperaturas absolutas se pueden medir de modo exacto por otros medios, como el termómetro de gas ideal de volumen constante junto con extrapolaciones técnicas, como se explicó en el capítulo 1. La validez de la ecuación 6-16 se puede demostrar a partir de consideraciones físicas para un ciclo reversible mediante un gas ideal como fluido de trabajo.

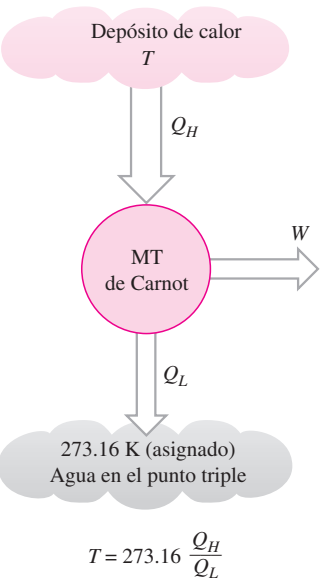


FIGURA 6-45
Planteamiento experimental y conceptual para determinar las temperaturas termodinámicas en la escala Kelvin con la medición de las transferencias de calor Q_H y Q_L.

6-10 ▪ LA MÁQUINA TÉRMICA DE CARNOT

La hipotética máquina térmica que opera en el ciclo reversible de Carnot se llama **máquina térmica de Carnot.** La eficiencia térmica de cualquier máquina térmica, reversible o irreversible, se determina mediante la ecuación 6-6 como

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

donde Q_H es el calor transferido hacia la máquina térmica desde un depósito a temperatura alta a T_H, y Q_L es el calor rechazado hacia un depósito de temperatura baja a T_L. Para máquinas térmicas reversibles, la relación de transferencia de calor en la relación anterior se puede remplazar por la de temperaturas absolutas de los dos depósitos, según la expresión de la ecuación 6-16. Entonces la eficiencia de una máquina de Carnot, o de cualquier máquina térmica reversible, se convierte en

$$\eta_{ter,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad \textbf{(6–18)}$$

Esta relación se denomina **eficiencia de Carnot** porque la de calor de Carnot es la máquina reversible mejor conocida. *Ésta es la eficiencia máxima que puede tener una máquina térmica que opera entre los dos depósitos de energía térmica a temperaturas T_L y T_H* (Fig. 6-46). Todas las máquinas térmicas irreversibles (es decir, reales) que operan entre estos límites de temperatura (T_L y T_H) tienen eficiencias menores. Una máquina térmica real no puede alcanzar esta máxima eficiencia teórica porque es imposible eliminar por completo las irreversibilidades relacionadas con el ciclo real.

Observe que T_L y T_H en la ecuación 6-18 son *temperaturas absolutas*. Si se utiliza ºC o ºF para las temperaturas en esta relación se obtienen resultados con mucho error.

Las eficiencias térmicas de las máquinas térmicas reales y reversibles que operan entre los mismos límites de temperatura se comparan (Fig. 6-47):

$$\eta_{ter} \begin{cases} < \eta_{ter,rev} & \text{máquina térmica irreversible} \\ = \eta_{ter,rev} & \text{máquina térmica reversible} \\ > \eta_{ter,rev} & \text{máquina térmica imposible} \end{cases} \quad \textbf{(6–19)}$$

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 6, SECC. 10 EN EL DVD.

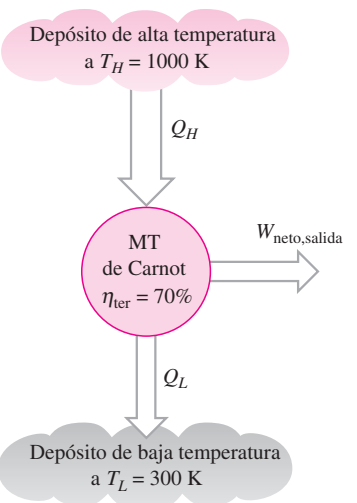


FIGURA 6-46
La máquina térmica de Carnot es la más eficiente de todas las máquinas térmicas que operan entre los mismos depósitos a temperaturas alta y baja.

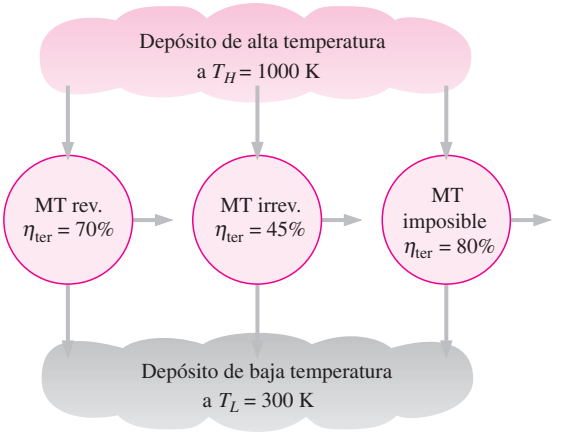


FIGURA 6-47

Ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia mayor que una máquina térmica reversible operando entre los mismos depósitos a temperaturas alta y baja.

La mayor parte de los dispositivos que producen trabajo (máquinas térmicas) utilizados en la actualidad tienen eficiencias menores a 40 por ciento, lo cual parece bajo en comparación con el 100 por ciento. Sin embargo, cuando se evalúa el desempeño de las máquinas térmicas reales, las eficiencias no deben compararse con el 100 por ciento, sino con la eficiencia de una máquina térmica reversible que opera entre los mismos límites de temperatura, porque éste es el límite superior teórico para la eficiencia, no el 100 por ciento.

La eficiencia máxima de una central eléctrica a vapor que opera entre T_H = 1000 K y T_L = 300 K es 70 por ciento, como se determina a partir de la ecuación 6-18. Comparada con este valor, una eficiencia real de 40 por ciento al parecer no es tan mala, aun cuando sea posible mejorarla.

De la ecuación 6-18 resulta obvio que la eficiencia de una máquina térmica de Carnot se incrementa cuando T_H aumenta o cuando T_L disminuye. Esto era de esperarse porque cuando T_L disminuye pasa lo mismo con la cantidad de calor rechazado, mientras que cuando T_L se aproxima a cero la eficiencia del ciclo de Carnot tiende a la unidad. Esto es aplicable también para máquinas térmicas reales. *La eficiencia térmica de las máquinas térmicas reales se puede maximizar al suministrar calor hacia la máquina a la temperatura máxima posible* (limitada por la resistencia del material) *y al rechazar calor de la máquina a la menor temperatura posible* (limitada por la temperatura del medio de enfriamiento, como ríos, lagos o la atmósfera).

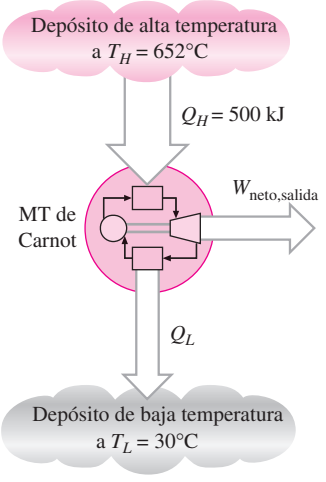


FIGURA 6-48

Esquema para el ejemplo 6-5.

EJEMPLO 6-5 Análisis de una máquina térmica de Carnot

Una máquina térmica de Carnot, como la mostrada en la figura 6-48, recibe 500 kJ de calor por ciclo desde una fuente de alta temperatura a 652°C y rechaza calor hacia un sumidero de baja temperatura a 30°C. Determine *a*) la eficiencia térmica de esta máquina de Carnot y *b*) la cantidad de calor rechazada por ciclo hacia el sumidero.

Solución Se conoce el calor suministrado a una máquina térmica de Carnot. Se determinará la eficiencia térmica y el calor rechazado.

Análisis *a*) La máquina térmica de Carnot es una máquina térmica reversible, por lo tanto su eficiencia se determina a partir de la ecuación 6-18 como

$$\eta_{ter,C} = \eta_{ter,rev} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{(30 + 273)\ \text{K}}{(652 + 273)\ \text{K}} = \mathbf{0.672}$$

Es decir, esta máquina térmica de Carnot convierte en trabajo 67.2 por ciento del calor que recibe.

b) La cantidad de calor Q_L que rechaza este máquina térmica reversible se determina fácilmente de la ecuación 6-16 como

$$Q_{L,\text{rev}} = \frac{T_L}{T_H} Q_{H,\text{rev}} = \frac{(30 + 273)\ \text{K}}{(652 + 273)\ \text{K}} (500\ \text{kJ}) = \mathbf{164\ kJ}$$

Explicación Observe que durante cada ciclo esta máquina térmica de Carnot rechaza 164 kJ de los 500 kJ que recibe hacia un sumidero de baja temperatura.

Calidad de la energía

La máquina térmica de Carnot del ejemplo 6-5 recibe calor de una fuente a 925 K y convierte 67.2 por ciento de éste en trabajo mientras rechaza el resto (32.8 por ciento) hacia un sumidero a 303 K. Luego se examina cómo varía la eficiencia térmica con la temperatura de la fuente cuando se mantiene constante la temperatura del sumidero.

La eficiencia térmica de una máquina térmica de Carnot que rechaza calor hacia un sumidero a 303 K se evalúa a distintas temperaturas de la fuente por medio de la ecuación 6-18 y se lista en la figura 6-49. Es evidente que la eficiencia térmica decrece cuando disminuye la temperatura de la fuente. Cuando se suministra calor a la máquina a 500 K en lugar de 925 K, por ejemplo, la eficiencia térmica decrece de 67.2 a 39.4 por ciento, es decir, la fracción del calor que se puede convertir en trabajo disminuye a 39.4 por ciento cuando la temperatura de la fuente baja a 500 K. Cuando la temperatura de la fuente es 350 K, esta fracción se convierte en un simple 13.4 por ciento.

Estos valores de eficiencia muestran que la energía tiene **calidad** así como cantidad. A partir de los valores de eficiencia térmica de la figura 6-49 resulta claro que *más de la energía térmica de alta temperatura se puede convertir en trabajo. Por lo tanto, mientras más alta sea la temperatura, mayor es la calidad de la energía* (Fig. 6-50).

Grandes cantidades de energía solar, por ejemplo, se pueden almacenar en grandes cuerpos de agua llamados *estanques solares* que se hallan en alrededor de 350 K. Esta energía almacenada se puede suministrar entonces como a una máquina térmica para producir trabajo eléctrico (electricidad). Sin embargo, la eficiencia de las centrales eléctricas mediante estanques solares es muy baja (menor que 5 por ciento) como resultado de la baja calidad de la energía almacenada en la fuente, y los costos de construcción y mantenimiento son relativamente altos. Por lo tanto, no son competitivos aun cuando el suministro de energía de este tipo de centrales es gratis. La temperatura (y por ende la calidad) de la energía solar almacenada se podría elevar si se utilizan colectores concentradores, pero el costo del equipo en este caso es muy alto.

El trabajo es una forma de energía más valiosa que el calor, ya que 100 por ciento del trabajo se puede convertir en calor, pero sólo una fracción del calor se convierte en trabajo. Cuando se transfiere calor de un cuerpo de alta temperatura a otro de menor temperatura, éste se degrada porque ahora menos de él se puede convertir en trabajo. Por ejemplo, si 100 kJ de calor se transfieren desde un cuerpo a 1 000 K hacia un cuerpo a 300 K, al final se tendrán 100 kJ de energía térmica almacenados a 300 K, lo cual no tiene valor práctico. Pero si esta conversión se hace por medio de una máquina térmica, hasta $1 - 300/1\ 000 = 70$ por ciento se podría convertir en trabajo, que es una forma de energía más valiosa. Así, 70 kJ de potencial de trabajo se desperdician como resultado de la transferencia de calor suscitado en el ejemplo, por lo cual se degrada la energía.

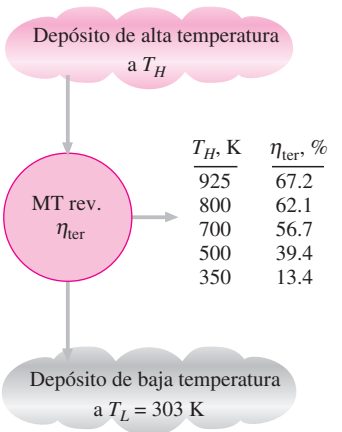


FIGURA 6-49
Fracción de calor que se puede convertir en trabajo como una función de la temperatura de la fuente (para T_L = 303 K).

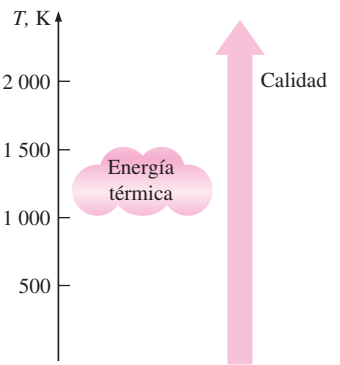


FIGURA 6-50
Mientras más alta sea la temperatura de la energía térmica, mayor es su calidad.

Cantidad contra calidad en la vida diaria

En tiempos de crisis energética, abundan los discursos y artículos sobre cómo "conservar" energía. Sin embargo, se sabe que la *cantidad* de energía se conserva. Lo que no se conserva es la *calidad* de la energía o el potencial de trabajo de ésta. Desperdiciar energía es sinónimo de convertirla en una forma menos útil. Una unidad de energía de alta calidad puede ser más valiosa que tres unidades de energía de menor calidad. Por ejemplo, una cantidad finita de energía térmica a temperatura alta es más atractiva para los ingenieros de una central eléctrica que una vasta cantidad de energía térmica a baja temperatura como, por ejemplo, la energía almacenada en las capas superiores de los océanos en climas tropicales.

Al parecer, como un rasgo cultural nuestro, atrae más la atención la cantidad que la calidad. Sin embargo, la cantidad sola no muestra una visión completa y es necesario considerar también la calidad. Es decir, al evaluar algo se debe examinar desde el punto de vista de la primera ley así como de la segunda, incluso en áreas no técnicas. A continuación se presentan algunos casos ordinarios y se muestra su importancia en relación con la segunda ley de la termodinámica.

Considere dos estudiantes, Andy y Wendy. Andy tiene 10 amigos que nunca se pierden sus fiestas y siempre están presentes en tiempos de diversión, sin embargo, parecen estar ocupados cuando Andy necesita su ayuda. Por otro lado, Wendy tiene cinco amigos quienes nunca están demasiado ocupados para ella, por lo que puede contar con ellos cuando los necesita. Ahora se tratará de contestar la pregunta, *¿Quién tiene más amigos?* Desde el punto de vista de la primera ley de la termodinámica, que considera sólo la cantidad, es evidente que Andy tiene más amigos. Pero desde la perspectiva de la segunda ley, la cual también considera la calidad, no hay duda de que Wendy es la que tiene más amigos.

Otro ejemplo con el que la mayor parte de la gente puede identificarse es la multimillonaria industria de las dietas, que se basa sobre todo en la primera ley de la termodinámica. Sin embargo, si se toma en cuenta que 90 por ciento de las personas que pierden peso lo recuperan de manera rápida y con intereses, indica que la primera ley por sí sola no da una visión completa. Esto se confirma también mediante estudios que muestran que las calorías que provienen de la grasa tienen más probabilidades de almacenarse como grasa que las calorías obtenidas de carbohidratos y proteínas. En un estudio realizado en Stanford se encontró que el peso corporal se relaciona con calorías de grasa consumidas y no con las calorías en sí mismas. En un estudio que se llevó a cabo en Harvard no se halló relación entre las calorías ingeridas y el grado de obesidad. En un importante estudio de la Universidad de Cornell en el que participaron 6 500 personas de casi todas las provincias de China se encontró que los chinos comen más, gramo por gramo, caloría por caloría, que los estadounidenses, pero pesan menos, con menos grasa corporal. Los estudios indican que las tasas metabólicas y los niveles hormonales cambian notablemente a mitad de la década de los treinta. Algunos investigadores concluyeron que la dieta prolongada enseña al cuerpo a sobrevivir con menos calorías, haciéndolo un consumidor más *eficiente de combustible*. Esto explica probablemente por qué las personas que hacen dieta ganan más peso del que perdieron cuando vuelven a sus hábitos normales de consumo de alimentos.

Las personas que al parecer comen lo que quieren y cuando lo desean sin ganar peso son una prueba viviente de que la técnica de contar las calorías (la primera ley) deja sin contestar muchas preguntas acerca de la dieta. Es evidente que se requiere más investigación enfocada en los efectos de la segunda ley al hacer dieta antes de poder comprender por completo el proceso de ganancia y pérdida de peso.

Es tentador juzgar las cosas con base en su *cantidad* en vez de su *calidad*, ya que evaluar esta última es mucho más difícil que evaluar la primera. Sin embargo, las evaluaciones hechas basadas solamente en la cantidad (la primera ley) podrían ser extremadamente inadecuadas y engañosas.

6-11 ▪ EL REFRIGERADOR DE CARNOT Y LA BOMBA DE CALOR

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 6, SECC. 11 EN EL DVD.

Un refrigerador o una bomba de calor, que opera en el ciclo inverso de Carnot, se llama **refrigerador de Carnot** o **bomba de calor de Carnot.** El coeficiente de desempeño de cualquier refrigerador o bomba de calor, reversible o irreversible, se expresa mediante las ecuaciones 6-9 y 6-11 como

$$\text{COP}_R = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad \text{y} \quad \text{COP}_{HP} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

donde Q_L es la cantidad de calor absorbido del medio de baja temperatura y Q_H es la cantidad de calor rechazada hacia el medio de temperatura alta. Los COP de refrigeradores y bombas de calor reversibles se determinan al remplazar las razones de transferencia de calor en las anteriores relaciones por los cocientes de las temperaturas absolutas de los depósitos de temperatura alta y baja, como se expresa mediante la ecuación 6-16. Entonces, las relaciones de COP para refrigeradores y bombas de calor reversibles se convierten en

$$\text{COP}_{R,rev} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{6-20}$$

y

$$\text{COP}_{HP,rev} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{6-21}$$

Éstos son los coeficientes de desempeño más altos que puede tener un refrigerador o una bomba de calor que opera entre los límites de temperatura T_L *y* T_H. Los refrigeradores o bombas de calor reales que operan entre estos límites de temperatura (T_L y T_H) tienen menores coeficientes de desempeño (Fig. 6-51).

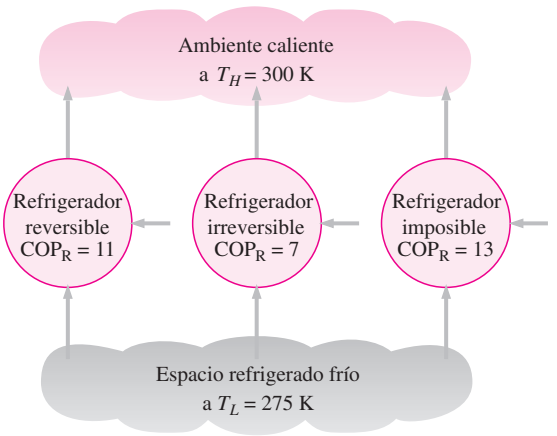


FIGURA 6-51

Ningún refrigerador puede tener un COP mayor que otro reversible que opera entre los mismos límites de temperatura.

Los coeficientes de desempeño de refrigeradores reales y reversibles que operan entre los mismos límites de temperatura se pueden comparar como sigue:

$$\text{COP}_R \begin{cases} < \text{COP}_{R,rev} & \text{refrigerador irreversible} \\ = \text{COP}_{R,rev} & \text{refrigerador reversible} \\ > \text{COP}_{R,rev} & \text{refrigerador imposible} \end{cases} \quad \textbf{(6-22)}$$

Si se remplazan los COP_R por COP_{HP} en la ecuación 6-22 se obtiene una relación similar para las bombas de calor.

El COP para un refrigerador o bomba de calor reversible es el valor teórico máximo para los límites de temperatura especificados. Los refrigeradores o bombas de calor reales pueden aproximarse a estos valores cuando se mejoran sus diseños, pero nunca pueden alcanzarlos.

Como nota final, los COP de refrigeradores y bombas de calor disminuyen cuando T_L decrece, es decir, requiere más trabajo absorber calor de medios de temperatura menor. Cuando la temperatura del espacio refrigerado se aproxima a cero, la cantidad de trabajo requerida para producir una cantidad finita de refrigeración se aproxima a infinito y COP_R tiende a cero.

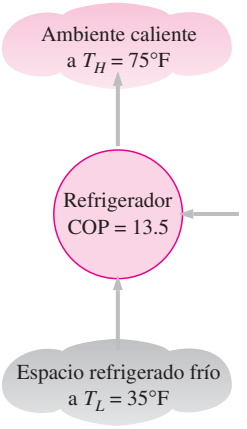


FIGURA 6-52
Esquema para el ejemplo 6-6.

EJEMPLO 6-6 Una afirmación cuestionable para un refrigerador

Un inventor afirma haber fabricado un refrigerador que mantiene el espacio refrigerado a 35°F mientras opera en un espacio donde la temperatura es de 75°F, además de tener un COP de 13.5. ¿Es razonable esta afirmación?

Solución Se evaluará una afirmación extraordinaria hecha en relación con el desempeño de un refrigerador.

Suposiciones Existen condiciones estables de operación.

Análisis El desempeño de este refrigerador (mostrado en la figura 6-52) se puede evaluar si se le compara con un refrigerador reversible que opera entre los mismos límites de temperatura:

$$\text{COP}_{R,máx} = \text{COP}_{R,rev} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

$$= \frac{1}{(75 + 460\ \text{R})/(35 + 460\ \text{R}) - 1} = 12.4$$

Explicación Este es el COP más alto que un refrigerador puede tener al absorber calor de un medio frío a 35°F y rechazarlo a un medio más caliente a 75°F. Dado que el COP que afirma el inventor está arriba de este valor máximo, **la afirmación es *falsa*.**

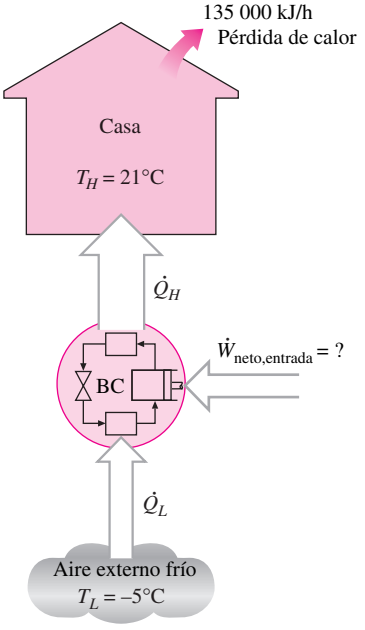


FIGURA 6-53
Esquema para el ejemplo 6-7.

EJEMPLO 6-7 Calentamiento de una casa con una bomba de calor de Carnot

Se utilizará una bomba de calor para calentar una casa durante el invierno, como se muestra en la figura 6-53. La casa se mantiene a 21°C todo el tiempo y se estima que pierde calor a una tasa de 135 000 kJ/h cuando la temperatura exterior desciende a −5°C. Determine la potencia mínima requerida para impulsar esta bomba de calor.

Solución Una bomba de calor mantiene una casa a una temperatura constante. Se determinará la entrada de potencia mínima requerida a la bomba de calor.

Suposiciones Existen condiciones estables de operación.

Análisis La bomba de calor debe suministrar calor a la casa a una tasa de Q_H = 135 000 kJ/h = 37.5 kW. Los requerimientos de potencia son mínimos cuando se emplea una bomba de calor reversible para hacer el trabajo. El COP de una bomba de calor reversible que opera entre la casa y el aire exterior es

$$\text{COP}_{\text{HP,rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (-5 + 273\ \text{K})/(21 + 273\ \text{K})} = 11.3$$

Entonces la entrada de potencia requerida para esta bomba de calor reversible se convierte en

$$\dot{W}_{\text{neto,entrada}} = \frac{Q_H}{\text{COP}_{\text{HP}}} = \frac{37.5\ \text{kW}}{11.3} = \mathbf{3.32\ kW}$$

Explicación Esta bomba de calor reversible puede satisfacer los requerimientos de calefacción de esta casa si consume energía eléctrica a una tasa de 3.32 kW solamente. Si esta casa se calentara por medio de calentadores de resistencia eléctricos, el consumo de energía aumentaría 11.3 veces, es decir, 37.5 kW. Esto se debe a que en los calentadores de resistencia la energía eléctrica se convierte en calor en una relación uno a uno. Con una bomba de calor, sin embargo, la energía se absorbe desde el exterior y se lleva al interior por medio de un ciclo de refrigeración que consume sólo 3.32 kW. Observe que la bomba de calor no crea energía. Sólo la transporta de un medio (el exterior frío) a otro (el interior caliente).

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Refrigeradores domésticos

Los refrigeradores para conservar alimentos perecederos han sido por mucho tiempo los aparatos esenciales de un hogar y han demostrado ser muy durables, confiables y proveedores de un servicio satisfactorio mayor a 15 años. Un refrigerador doméstico es en realidad una combinación de refrigerador-congelador porque tiene un compartimiento de congelador para hacer hielo y almacenar comida congelada.

Los refrigeradores actuales utilizan mucha menos energía como resultado del empleo de motores y compresores *más pequeños* y de *mayor eficiencia*, *mejores materiales de aislamiento*, *áreas superficiales de serpentín más grandes* y *mejores sellos para las puertas* (Fig. 6-54). Tener en operación un refrigerador promedio a un costo promedio de electricidad de 8.3 centavos de dólar por kWh, cuesta cerca de $72 al año, lo cual es la mitad del costo de operación anual de un refrigerador hace 25 años. Remplazar un refrigerador de hace 25 años de 18 pies cúbicos por un modelo eficiente en cuanto al consumo de energía ahorra más de 1 000 kWh de electricidad por año. Para el ambiente esto significa una reducción de más de 1 tonelada de CO_2, causante del cambio climático global, y más de 10 kg de SO_2, que causa lluvia ácida.

A pesar de las mejoras hechas en los refrigeradores domésticos en varias de sus áreas, durante los últimos 100 años el *ciclo de refrigeración por compre-*

*Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

FIGURA 6-54

Los refrigeradores actuales son mucho más eficientes gracias a las mejoras en la tecnología y la manufactura.

TABLA 6-1

Eficiencias de operación características de algunos sistemas de refrigeración para una temperatura de congelador de −18ºC y temperatura ambiente de 32ºC

Tipo de sistema de refrigeración	Coeficiente de desempeño
Compresión de vapor	1.3
Refrigeración por absorción	0.4
Refrigeración termoeléctrica	0.1

sión de vapor ha permanecido sin cambio. Los sistemas opcionales de *refrigeración de absorción* y *refrigeración termoeléctrica* son en la actualidad más caros y menos eficientes y han encontrado un uso limitado en algunas aplicaciones especializadas (Tabla 6.1).

Un refrigerador doméstico se diseña para mantener la sección del congelador a −18ºC (0ºF) y la del refrigerador a 3ºC (37ºF). Temperaturas menores del congelador incrementan el consumo de energía sin mejorar de forma significativa la vida de almacenamiento de los alimentos congelados. Temperaturas diferentes para el almacenamiento de alimentos específicos se pueden mantener en la sección del refrigerador por medio de compartimientos *de aplicación específica*.

Casi todos los refrigeradores de gran tamaño cuentan con una caja de *cerrado hermético* para verduras cubiertas de hojas y frutas frescas, de modo que permanezcan húmedas y estén protegidas del efecto de desecación de aire frío que circula en el refrigerador. Un *compartimiento para huevos* cubierto en la tapa prolonga la vida de éstos al disminuir la pérdida de humedad. Es común que los refrigeradores posean en la puerta un compartimiento especial templado para la mantequilla, con la finalidad de mantenerla a temperatura de derretimiento. Este compartimiento también aísla la mantequilla y evita que absorba *olores* y *sabores* de otros alimentos. Algunos modelos de lujo tienen un *compartimiento de carnes* con temperatura controlada que se mantiene a −0.5ºC (31ºF), que conserva la carne a la mínima temperatura segura sin congelarla, de este modo se prolonga su vida de almacenaje. Los modelos más caros vienen con un *productor de hielo* localizado en la sección del congelador que está conectado a la línea de agua, así como con dosificadores automáticos de hielo y agua helada. Un productor de hielo representativo produce entre 2 y 3 kg de hielo al día y almacena entre 3 y 5 kg en un recipiente móvil.

Los refrigeradores domésticos consumen aproximadamente entre 90 y 600 W de energía eléctrica al operar y están diseñados para funcionar de modo satisfactorio en ambientes de hasta 43ºC (110ºF). Los refrigeradores funcionan de forma intermitente, como usted habrá notado, y operan cerca de 30 por ciento del tiempo bajo uso normal en una casa a 25ºC (77ºF).

Para dimensiones externas específicas, es deseable que un refrigerador tenga volumen *máximo* de almacenaje de comida, consumo *mínimo* de energía y el *menor* costo posible para el consumidor. El volumen total de almacenaje de comida se ha incrementado con el paso de los años sin que esto haya significado un incremento en las dimensiones externas, esto gracias al uso de aislamiento más delgado pero más eficaz y por la reducción del espacio que ocupan el compresor y el condensador. Al cambiar el aislamiento de fibra de vidrio (conductividad térmica $k = 0.032-0.040$ W/m · ºC) por el de espuma de uretano expandida ($k = 0.019$ W/m · ºC) se logró reducir el espesor de la pared del refrigerador a casi la mitad, de alrededor de 90 a 48 mm para la sección del congelador y de 70 a 40 mm para la del refrigerador. La rigidez y la acción de unión de la espuma también proporcionan soporte estructural adicional. Sin embargo, toda la cubierta del refrigerador se debe sellar de forma cuidadosa para evitar alguna fuga de agua o entrada de humedad hacia el aislamiento ya que la humedad degrada la efectividad del aislamiento.

El tamaño del compresor y otros componentes de un sistema de refrigeración se determinan con base en la carga de calor anticipada (o carga de refrigeración), que es la tasa de flujo de calor hacia el refrigerador. La carga de calor consiste en la *parte predecible*, como la transferencia de calor a través de las paredes y los empaques de las puertas del refrigerador, así como de motores de ventiladores y calentadores de descongelación (Fig. 6-55); y la

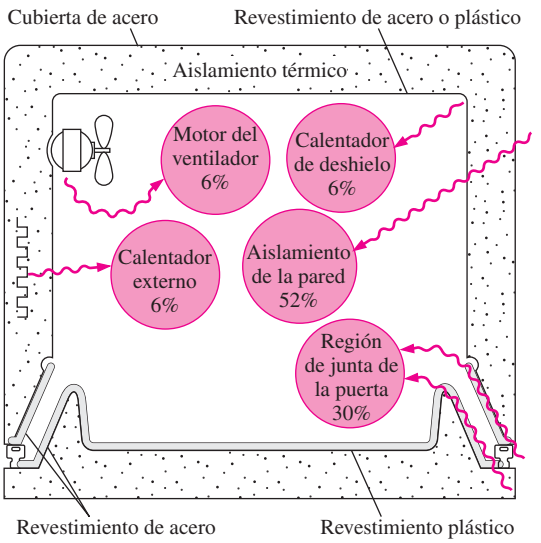


FIGURA 6-55

Sección transversal de un refrigerador que muestra las magnitudes relativas de varios efectos que constituyen la carga de calor predecible.

De ASHRAE Handbook of Refrigeration, Cap. 48, Fig. 2.

parte impredecible, que depende de los hábitos del usuario, como abrir la puerta, hacer hielos y el llenado del refrigerador. La cantidad de *energía* que consume el refrigerador se reduce al poner en práctica *medidas de conservación* según se explica a continuación.

1. *Abrir la puerta del refrigerador las menos veces posibles* durante el menor tiempo posible. Cada vez que se abre la puerta del refrigerador, el aire frío del interior se remplaza por aire tibio externo que debe ser enfriado. Mantener el refrigerador o el congelador lleno ahorrará energía al reducir la cantidad de aire frío que pueda escapar cada vez que se abre la puerta.
2. *Enfriar primero los alimentos calientes* a temperatura ambiente antes de introducirlos al refrigerador. Pasar una sartén caliente directamente del horno al refrigerador no sólo consume energía al hacer que el refrigerador trabaje más tiempo, sino que también causa que los alimentos perecederos cercanos a la sartén se descompongan al crear un ambiente más caliente en su entorno inmediato (Fig. 6-56).
3. *Limpiar los serpentines del condensador* localizados detrás o debajo del refrigerador. El polvo y la mugre pegados en los serpentines actúan como un aislamiento que disminuye la disipación de calor a través de ellos. Limpiar los serpentines un par de veces al año con un trapo húmedo o una aspiradora mejorará la capacidad de enfriamiento del refrigerador al mismo tiempo que reducirá el consumo de energía. A veces se emplea un ventilador para el enfriamiento forzado de los condensadores de refrigeradores grandes o integrados, y el fuerte movimiento del aire mantiene limpios los serpentines.
4. *Comprobar si el empaque de la puerta* tiene fugas. Esto se puede hacer colocando una linterna en el refrigerador, sin luces en la cocina y observando si se filtra la luz. La transferencia de calor a través de la región de unión de la puerta explica casi un tercio de la carga de calor regular de los refrigeradores y, por lo tanto, se debe remplazar de inmediato cualquier junta defectuosa.
5. *Evitar ajustes innecesarios de temperatura baja*. Las temperaturas recomendadas para congeladores y refrigeradores son −18°C (0°F) y 3°C (37°F), respectivamente. Fijar la temperatura del congelador debajo de

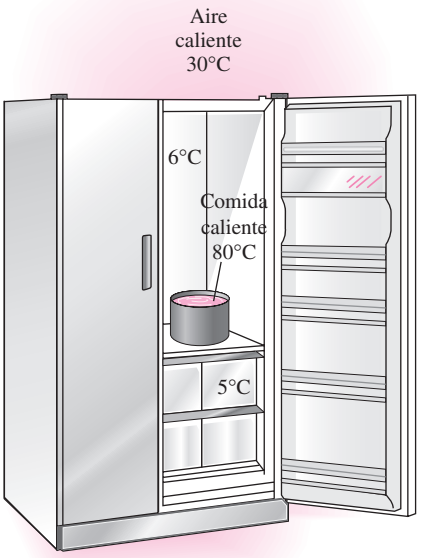


FIGURA 6-56

Introducir al refrigerador alimentos calientes sin dejar que se enfríen primero no sólo gasta energía sino que también descompone los alimentos cercanos.

−18°C contribuye de forma importante al consumo de energía pero no mucho a la duración de los alimentos congelados. Mantener temperaturas de 6°C (o 10°F) por debajo de los niveles recomendados incrementa el uso de energía en 25 por ciento.

6. *Evitar la acumulación excesiva de hielo* en las superficies interiores del evaporador. La capa de hielo en la superficie actúa como un aislamiento y disminuye la transferencia de calor de la sección del congelador hacia el refrigerante. El refrigerador se debe descongelar encendiendo de forma manual el interruptor de control de temperatura cuando el espesor del hielo pasa de algunos milímetros.

   La descongelación se hace de forma automática en refrigeradores que no forman escarcha al suministrar calor, de forma periódica y durante cortos periodos, al evaporador mediante un calentador de resistencia de entre 300 W y 1 000 W, o mediante gas refrigerante caliente. El agua se drena entonces a un recipiente externo donde se evapora por medio del calor que disipa el condensador. Los evaporadores que no forman escarcha son básicamente tubos provistos de aletas sujetos al flujo de aire que hace circular un ventilador. Casi toda la escarcha se colecta en las aletas, que son las superficies más frías, de modo que tanto las superficies expuestas de la sección del congelador como el alimento congelado quedan sin escarcha.

7. *Usar el interruptor ahorrador de energía* que controla los serpentines de calentamiento y evita la condensación en las superficies externas en ambientes húmedos. Los calentadores de bajo consumo se usan para aumentar la temperatura de las superficies externas del refrigerador en lugares críticos arriba del punto de rocío, con la finalidad de evitar la formación y el deslizamiento de gotas en las superficies. La condensación tiene más probabilidades de ocurrir en verano en hogares sin sistemas de aire acondicionado ubicados en lugares con climas cálidos y húmedos. La formación de humedad en las superficies es indeseable porque podría causar el deterioro de la superficie externa y humedecer el piso de la cocina. Cerca de 10 por ciento de la energía total consumida por el refrigerador se ahorra si se apaga este calentador y se mantiene así a menos que haya condensación visible en las superficies externas.

8. *No bloquear los pasajes de flujo de aire* hacia y desde los serpentines del condensador. El aire que entra por el fondo y los lados del condensador y sale por la parte superior se encarga de arrastrar el calor que disipa este dispositivo. Cualquier bloqueo de esta trayectoria de circulación del aire por convección natural mediante objetos grandes, como cajas de cereal en la parte superior del refrigerador, degradarán el desempeño del condensador y, por lo tanto, del refrigerador (Fig. 6-57).

Estas y otras medidas de conservación de sentido común darán como resultado la reducción de los costos de energía y mantenimiento de un refrigerador así como una vida prolongada y sin problemas para el dispositivo.

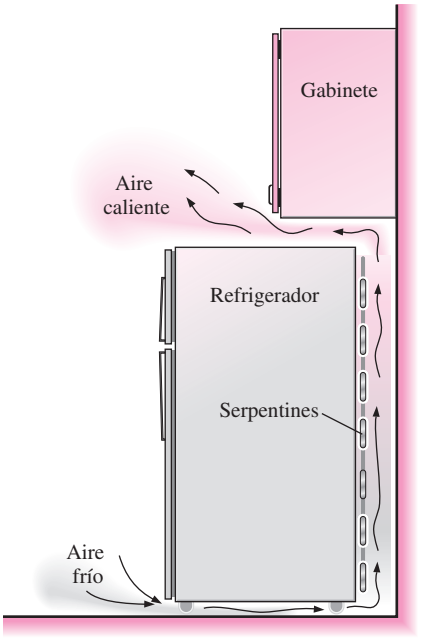


FIGURA 6-57
Los serpentines del condensador de un refrigerador se deben limpiar de forma periódica y no deben bloquearse los pasajes de flujo de aire con la finalidad de mantener un rendimiento alto.

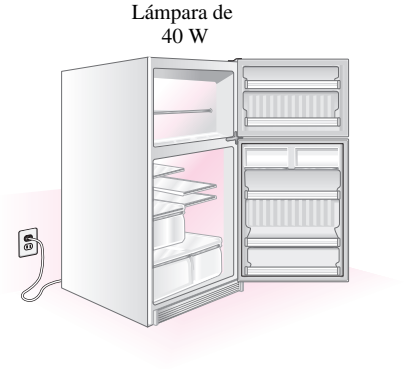


FIGURA 6-58
Esquema para el ejemplo 6-8.

EJEMPLO 6-8 Falla del interruptor de luz del refrigerador

La iluminación interna de los refrigeradores la proporcionan lámparas incandescentes que se encienden cuando se abre la puerta del refrigerador. Considere un refrigerador cuya lámpara de 40 W permanece encendida como resultado de una falla del interruptor (Fig. 6-58). Si el refrigerador tiene un coeficiente de desempeño de 1.3 y el costo de la electricidad es de 8 centavos de dólar por kWh, determine el incremento en el consumo de energía del refrigerador y el costo anual que acarreará de no repararse el interruptor.

Solución La lámpara de un refrigerador permanece encendida debido a una falla del interruptor. Se determinará el incremento en el consumo de electricidad y el costo.

Suposiciones La vida de la lámpara es mayor a un año.

Análisis La lámpara consume 40 W de potencia cuando está encendida, por lo tanto añade 40 W a la carga de calor del refrigerador. En vista de que el COP del refrigerador es 1.3, la potencia que consume el refrigerador para eliminar el calor que genera la lámpara es

$$\dot{W}_{\text{refrig}} = \frac{\dot{Q}_{\text{refrig}}}{\text{COP}_R} = \frac{40\ \text{W}}{1.3} = 30.8\ \text{W}$$

Por lo tanto, la potencia adicional que consume el refrigerador es

$$\dot{W}_{\text{total,adicional}} = \dot{W}_{\text{luz}} + \dot{W}_{\text{refrig}} = 40 + 30.8 = 70.8\ \text{W}$$

El número total de horas en un año es

$$\text{Horas anuales} = (365\ \text{días/año})(24\ \text{h/día}) = 8\ 760\ \text{h/año}$$

Si se supone que el refrigerador se abre 20 veces al día durante un promedio de 30 segundos, la luz estaría encendida normalmente durante

$$\text{Horas de operación normal} = (20\ \text{veces/día})(30\ \text{s/vez})(1\ \text{h}/3\ 600\ \text{s})(365\ \text{días/año})$$
$$= 61\ \text{h/año}$$

Entonces las horas adicionales que la luz permanece encendida como resultado de la falla son

$$\text{Horas de operación adicionales} = \text{horas anuales} - \text{horas de operación normales}$$
$$= 8\ 760 - 61 = 8\ 699\ \text{h/año}$$

Por lo tanto, el consumo adicional de potencia eléctrica y su costo por año son

$$\text{Consumo de potencia adicional} = \dot{W}_{\text{total,adicional}} \times (\text{horas de operación adicionales})$$
$$= (0.0708\ \text{kW})(8\ 699\ \text{h/año}) = \mathbf{616\ kWh/año}$$

y

$$\text{Costo de potencia adicional} = (\text{Consumo de potencia adicional})(\text{Costo unitario})$$
$$= (616\ \text{kWh/año})(\$0.08/\text{kWh}) = \mathbf{\$49.3/año}$$

Explicación No reparar el interruptor costará al dueño de la casa $50 dólares al año. Esto es alarmante cuando se considera que a $0.08/kWh, un refrigerador representativo consume cerca de $70 dólares de electricidad al año.

RESUMEN

La *segunda ley de la termodinámica* establece que un proceso ocurre en cierta dirección, no en cualquiera. Un proceso no ocurre a menos que satisfaga tanto la primera como la segunda ley de la termodinámica. Los cuerpos que pueden absorber o rechazar cantidades finitas de calor en forma isotérmica se llaman *depósitos de energía térmica* o *depósitos de calor*.

El trabajo se puede convertir directamente en calor, pero éste no se puede convertir en trabajo sino únicamente por medio de ciertos dispositivos llamados *máquinas térmicas*. La *eficiencia térmica* de una máquina térmica se define como

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto,salida}}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

donde $W_{\text{neto,salida}}$ es la salida de trabajo neto de la máquina térmica, Q_H la cantidad de calor suministrada a la máquina y Q_L la cantidad de calor que la máquina cede.

Los refrigeradores y las bombas de calor son dispositivos que absorben calor de medios de baja temperatura y lo ceden hacia la atmósfera a medios de mayor temperatura. El desempeño de un refrigerador o bomba de calor se expresa en términos del *coeficiente de desempeño*, definido como

$$\text{COP}_{\text{R}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{1}{Q_H/Q_L -}$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{1}{1 - Q_L/Q}$$

El *enunciado de Kelvin-Planck* de la segunda ley de la termodinámica establece que ninguna máquina térmica puede producir una cantidad neta de trabajo mientras intercambia calor con un solo depósito. El *enunciado de Clausius* de la segunda ley expresa que ningún dispositivo puede transferir calor de un cuerpo más frío a otro más caliente sin dejar un efecto sobre los alrededores.

Cualquier dispositivo que viola la segunda ley de la termodinámica se llama *máquina de movimiento perpetuo*.

Se dice que un proceso es *reversible* si tanto el sistema como los alrededores pueden volver a su condición original. Cualquier otro proceso es *irreversible*. Los efectos que hacen que un proceso sea irreversible son la fricción, la expansión o compresión sin cuasiequilibrio y la transferencia de calor por una diferencia de temperatura finita, las cuales se denominan *irreversibilidades*.

El *ciclo de Carnot* es un ciclo reversible compuesto por cuatro procesos reversibles, dos isotérmicos y dos adiabáticos. Los *principios de Carnot* establecen que las eficiencias térmicas de las máquinas térmicas reversibles que operan entre dos depósitos son las mismas, y que ninguna máquina de este tipo es más eficiente que una reversible que opera entre los mismos dos depósitos. Estos enunciados crean el fundamento para establecer una *escala termodinámica de temperatura* relacionada con las transferencias de calor entre un dispositivo reversible y los depósitos a alta y baja temperaturas, por medio de

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{\text{rev}} = \frac{T_H}{T_L}$$

Por lo tanto, la relación Q_H/Q_L se puede remplazar por T_H/T_L para dispositivos reversibles, donde T_H y T_L son las temperaturas absolutas de los depósitos de temperaturas alta y baja, respectivamente.

Una máquina térmica que opera en un ciclo reversible de Carnot se llama *máquina térmica de Carnot*. La eficiencia térmica de una máquina térmica de Carnot, así como de las otras máquinas térmicas reversibles está expresada por

$$\eta_{\text{ter,rev}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Ésta es la eficiencia máxima que puede tener una máquina térmica que opera entre dos depósitos a temperaturas T_H y T_L.

Los COP de refrigeradores reversibles y las bombas de calor se obtienen de una manera similar,

$$\text{COP}_{\text{R,rev}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

y

$$\text{COP}_{\text{HP,rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

De nuevo, éstos son los COP más altos que puede tener un refrigerador o una bomba de calor que opera entre los límites de temperatura T_H y T_L.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. *ASHRAE*, *Handbook of Refrigeration*, Versión SI, Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.
2. W.Z. Black y J.G. Hartley, *Thermodynamics*, Nueva York, Harper & Row, 1985.
3. D. Stewart, "Wheels Go Round and Round, but Always Run Down", noviembre de 1986, *Smithsonian*, pp. 193-208.
4. K. Wark y D. E. Richards, *Thermodynamics*, 6a edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1999.

PROBLEMAS*

Segunda ley de la termodinámica y depósitos de energía térmica

6-1C Un mecánico afirma haber desarrollado un motor de automóvil que funciona con agua en lugar de gasolina. ¿Cuál es su respuesta a esta afirmación?

6-2C Describa un proceso imaginario que satisfaga la primera ley pero que viole la segunda ley de la termodinámica.

* Los problemas marcados con una "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un icono de CD-EES se resuelven por medio del EES, y las soluciones completas junto con estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el icono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES que acompaña a este libro.

6-3C Describa un proceso imaginario que satisface la segunda ley de la termodinámica pero viola la primera.

6-4C Describa un proceso imaginario que viola tanto la primera como la segunda ley de la termodinámica.

6-5C Un experimentador afirma haber elevado a 150°C la temperatura de una pequeña cantidad de agua mediante la transferencia de calor de vapor de alta presión a 120°C. ¿Es razonable esta afirmación? ¿Por qué? Suponga que en este proceso no se emplea ningún refrigerador o bomba de calor.

6-6C ¿Qué es un depósito de energía térmica? Dé algunos ejemplos.

6-7C Considere el proceso de hornear papas en un horno común. ¿Se puede tratar el aire del horno como un depósito de energía térmica? Explique.

6-8C Considere la energía que genera un aparato de televisión. ¿Cuál es una elección adecuada para un depósito de energía térmica?

Máquinas térmicas y eficiencia térmica

6-9C ¿Es posible que una máquina térmica opere sin rechazar ningún calor de desecho hacia un depósito de baja temperatura? Explique.

6-10C ¿Cuáles son las características de las máquinas térmicas?

6-11C Considere un recipiente con agua que se calienta *a*) colocándolo sobre una estufa eléctrica y *b*) colocando un elemento de calentamiento dentro del agua. ¿Cuál método es una forma más eficaz para calentar agua? Explique.

6-12C Los calentadores de tablero son básicamente de resistencia eléctrica y se usan con frecuencia en la calefacción de espacios. El dueño de una casa afirma que los calentadores de tablero de 5 años de antigüedad tienen una eficiencia de conversión de 100 por ciento. ¿Esta afirmación viola alguna de las leyes de la termodinámica? Explique.

6-13C ¿Cuál es la expresión de Kelvin-Planck de la segunda ley de la termodinámica?

6-14C ¿Una máquina térmica que tiene una eficiencia de 100 por ciento viola necesariamente *a*) la primera ley y *b*) la segunda ley de la termodinámica? Explique.

6-15C En ausencia de fricción y otras irreversibilidades, ¿una máquina térmica puede tener una eficiencia de 100 por ciento? Explique.

6-16C ¿Las eficiencias de los dispositivos que producen trabajo, incluidas las centrales hidroeléctricas, están limitadas por el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley? Explique.

6-17 Una central eléctrica de vapor de 600 MW, que se enfría mediante un río cercano, tiene una eficiencia térmica de 40 por ciento. Determine la tasa de transferencia de calor hacia el agua del río. ¿La tasa de transferencia de calor real será mayor o menor que este valor? ¿Por qué?

6-18 Una central eléctrica de vapor recibe calor de un horno a una tasa de 280 GJ/h. Cuando el vapor pasa por tubos y otros componentes las pérdidas de calor hacia el aire circundante desde el vapor se estiman en alrededor de 8 GJ/h. Si el calor de desecho se transfiere al agua de enfriamiento a una tasa de 145 GJ/h, determine *a*) la salida de potencia neta y *b*) la eficiencia térmica de esta planta de potencia.
Respuestas: a) 35.3 MW, *b*) 45.4 por ciento

6-19E Un motor de automóvil con una salida de potencia de 110 hp tiene una eficiencia térmica de 28 por ciento. Determine la tasa de consumo de combustible si el poder calórico del combustible es de 19 000 Btu/lbm.

6-20 Una central eléctrica de vapor con una salida de potencia de 150 MW consume carbón mineral a una tasa de 60 toneladas/h. Si el poder calórico del carbón mineral es de 30 000 kJ/kg, determine la eficiencia global de la central.
Respuesta: 30.0 por ciento

6-21 Un motor de automóvil consume combustible a razón de 28 L/h y entrega a las ruedas 60 kW de potencia. Si el combustible tiene un poder calórico de 44 000 kJ/kg y una densidad de 0.8 g/cm^3, determine la eficiencia de este motor.
Respuesta: 21.9 por ciento

6-22E La energía solar almacenada en los grandes cuerpos de agua, denominados estanques solares, se emplea para generar electricidad. Si una central de energía solar tiene una eficiencia de 4 por ciento y una salida neta de potencia de 350 kW, determine en Btu/h el valor promedio de la tasa requerida de recolección de energía solar.

6-23 En 2001, 51 por ciento de la electricidad consumida en Estados Unidos, equivalente a 1.878×10^{12} kWh, se obtuvo de centrales eléctricas alimentadas con carbón mineral. Si se considera que la eficiencia térmica promedio es de 34 por ciento, determine la cantidad de energía térmica cedida hacia el ambiente por este tipo de centrales en Estados Unidos durante ese año.

6-24 El Departamento de Energía estadounidense proyectó que entre 1995 y 2010 el país necesitará construir nuevas centrales eléctricas para generar 150 000 MW de electricidad adicionales para satisfacer la creciente demanda de potencia eléctrica. Una posibilidad es construir centrales alimentadas con carbón mineral, cuya construcción cuesta $1 300 dólares por kW y tienen una eficiencia de 34 por ciento. Otra es usar las centrales de combustión limpia de ciclo combinado de gasificación integrada (CCGI) en las que el carbón mineral se somete al calor y la presión para gasificarlo mientras se elimina el azufre y la materia existente en partículas. El carbón gaseoso se quema entonces en una turbina de gas y parte del calor de desecho de los gases de escape se recupera para generar vapor para la turbina. En la actualidad la construcción de las plantas CCGI cuesta alrededor de $1 500 dólares por kW, pero su eficiencia es de casi 45 por ciento. El poder calórico promedio del carbón mineral es más o menos de 28 000 000 kJ por tonelada (es decir, 28 000 000 kJ de calor se liberan cuando se quema 1 tonelada de carbón). Si la planta CCGI tiene que recuperar su diferencia de costo de los ahorros de combustible producidos en cinco años, determine cuál debe ser el precio del carbón mineral en dólares por tonelada.

6-25 Reconsidere el problema 6-24 y utilice el software EES (u otro) con la finalidad de investigar el precio del carbón para distintos periodos de reembolso, costos de construcción de la central y eficiencia de operación.

6-26 Repita el problema 6-24 para un periodo simple de reembolso de tres años, en lugar de cinco.

6-27E Una central eléctrica OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion) construida en Hawai en 1987 fue diseñada para

operar entre los límites de temperatura de 86°F en la superficie del océano y 41°F a una profundidad de 2 100 pies. Alrededor de 13 300 gpm de agua de mar fría eran bombeados desde el océano profundo a través de una tubería de 40 pulgadas de diámetro, para después servir como medio de enfriamiento o sumidero de calor. Si el agua de enfriamiento experimenta un aumento de temperatura de 6°F y la eficiencia térmica es de 2.5 por ciento, determine la cantidad de potencia generada. Tome la densidad del agua de mar como 64 lbm/pie^3.

6-28 Una central eléctrica de vapor alimentada con carbón mineral produce una potencia neta de 300 MW con una eficiencia térmica global de 32 por ciento. La relación gravimétrica real entre el aire y el combustible en el horno se calcula como 12 kg de aire/kg de combustible, y el poder calórico del carbón es de 28 000 kJ/kg. Determine *a*) la cantidad de carbón que se consume durante un periodo de 24 h y *b*) el flujo másico de aire que fluye por el horno.
Respuestas: a) 2.89 × 10^6 kg, *b)* 402 kg/s

Refrigeradores y bombas de calor

6-29C ¿Cuál es la diferencia entre un refrigerador y una bomba de calor?

6-30C ¿Cuál es la diferencia entre un refrigerador y un acondicionador de aire?

6-31C En un refrigerador el calor se transfiere de un medio de menor temperatura (el espacio refrigerado) hacia otro de mayor temperatura (el aire de la cocina). ¿Ésta es una violación de la segunda ley de la termodinámica? Explique.

6-32C Una bomba de calor es un dispositivo que absorbe energía desde el aire exterior frío y lo transfiere hacia el calentador ubicado en los interiores. ¿Viola esto la segunda ley de la termodinámica? Explique.

6-33C Defina con palabras el coeficiente de desempeño de un refrigerador. ¿Puede ser mayor que la unidad?

6-34C Defina con palabras el coeficiente de desempeño de una bomba de calor. ¿Puede ser mayor que la unidad?

6-35C Una bomba de calor que se utiliza para calentar una casa tiene un COP de 2.5, es decir, la bomba de calor entrega 2.5 kWh de energía a la casa por cada kWh de electricidad que consume. ¿Viola esto la primera ley de la termodinámica? Explique.

6-36C Un refrigerador tiene un COP de 1.5, es decir, elimina 1.5 kWh de energía del espacio refrigerado por cada kWh de electricidad que consume. ¿Viola esto la primera ley de la termodinámica? Explique.

6-37C ¿Cuál es la expresión de Clausius para la segunda ley de la termodinámica?

6-38C Demuestre que son equivalentes los enunciados de Kelvin-Planck y de Clausius de la segunda ley.

6-39 Un refrigerador doméstico con un COP de 1.2 remueve calor del espacio refrigerado a una tasa de 60 kJ/min. Determine *a*) la potencia eléctrica que consume el refrigerador y *b*) la tasa de transferencia de calor hacia el aire de la cocina.
Respuestas: a) 0.83 kW, *b)* 110 kJ/min

6-40 Un acondicionador de aire remueve calor en régimen permanente desde un hogar a una tasa de 750 kJ/min mientras consume potencia eléctrica a una tasa de 6 kW. Determine *a*) el COP de este acondicionador de aire y *b*) la tasa de transferencia de calor hacia el aire exterior.
Respuestas: a) 2.08, *b)* 1 110 kJ/min

6-41 Un refrigerador doméstico funciona una cuarta parte del tiempo y remueve calor de un compartimiento de alimentos a una tasa promedio de 800 kJ/h. Si el COP del refrigerador es 2.2, determine la potencia que consume el refrigerador cuando está en funcionamiento.

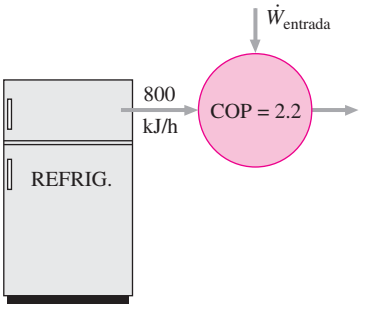


FIGURA P6-41

6-42E El agua entra a una máquina de hielo a 55°F y sale como hielo a 25°F. Si el COP de la máquina de hielo es 2.4 durante esta operación, determine la entrada de potencia requerida para una tasa de producción de hielo de 28 lbm/h. (Es necesario eliminar 169 Btu de energía de cada lbm de agua a 55°F para convertirla en hielo a 25°F.)

6-43 Un refrigerador doméstico que tiene una entrada de potencia de 450 W y un COP de 2.5 enfriará a 8°C cinco sandías grandes de 10 kg cada una. Si las frutas están inicialmente a 20°C, determine cuánto tarda el refrigerador en enfriarlas. Las sandías se pueden considerar como agua cuyo calor específico es de 4.2 kJ/kg · °C. ¿Su respuesta es real u optimista? Explique por qué. *Respuesta:* 2 240 s

6-44 Cuando una persona vuelva a su casa bien sellada en un día de verano, encuentra que su hogar está a 32°C. La persona enciende el acondicionador de aire, el cual enfría toda la casa a 20°C en 15 minutos. Si el COP del sistema de acondicionamiento de aire es 2.5, determine la potencia que consume este dispositivo. Suponga que la masa total dentro de la casa es equivalente a 800 kg de aire para el que c_v = 0.72 kJ/kg · °C y c_p = kJ/kg · °C.

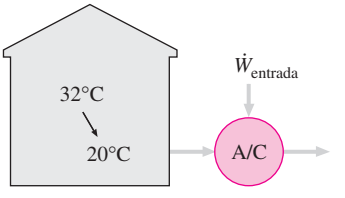


FIGURA P6-44

6-45 Retome el problema 6-44 y por medio del software EES (u otro) determine la entrada de potencia que requiere el acondicionador de aire para enfriar la casa como una función para valores de EER en el intervalo de 9 a 16. Analice sus resultados e incluya costos representativos de unidades de acondicionamiento de aire en el intervalo de valores de EER.

6-46 Determine el COP de un refrigerador que remueve calor de un compartimiento de alimentos a una tasa de 5 040 kJ/h por cada kW de potencia que consume. También, determine la tasa de rechazo de calor hacia el aire exterior.

6-47 Determine el COP de una bomba de calor que suministra energía a una casa a una tasa de 8 000 kJ/h por cada kW de potencia eléctrica que consume, así como la tasa de absorción de energía desde el aire exterior.

Respuestas: 2.22, 4 400 kJ/h

6-48 Una casa que fue calentada mediante calentadores de resistencia eléctrica consumió 1 200 kWh de energía eléctrica en un mes invernal. Si en cambio esta casa se hubiera calentado mediante una bomba de calor que tiene un COP promedio de 2.4, determine cuánto dinero habría ahorrado el dueño de la casa ese mes. Suponga un precio de 8.5 centavos de dólar por kWh para la electricidad.

6-49E Una bomba de calor con un COP de 2.5 suministra energía a una casa a una tasa de 60 000 Btu/h. Determine *a*) la potencia eléctrica que consume la bomba de calor y *b*) la tasa de absorción de calor desde el aire exterior.

Respuestas: a) 9.43 hp, *b)* 36 000 Btu/h

6-50 Una bomba de calor empleada para calentar una casa opera aproximadamente una tercera parte del tiempo. La casa pierde calor a una tasa promedio de 22 000 kJ/h. Si el COP de la bomba de calor es 2.8, determine la potencia que la bomba de calor consume cuando está en operación.

6-51 Una bomba de calor es usada para mantener una casa a una temperatura constante de 23°C. La casa pierde calor a una tasa de 60 000 kJ/h mientras que la energía generada dentro de la casa por las personas, las luces y los aparatos equivale a 4 000 kJ/h. Para un COP de 2.5, determine la entrada de potencia requerida para la bomba de calor. *Respuesta:* 6.22 kW

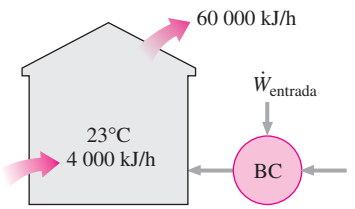


FIGURA P6-51

6-52E Se tiene una oficina que está siendo enfriada adecuadamente por un acondicionador de aire de ventana de 12 000 Btu/h. Se decide convertir este espacio en una sala de informática mediante la instalación de varias computadoras, terminales e impresoras con una potencia nominal total de 3.5 kW. La instalación tiene almacenados varios acondicionadores de aire de 4 000 Btu/h que pueden ser instalados para satisfacer los requerimientos adicionales de enfriamiento. Si se supone un factor de uso de 0.4 (es decir, sólo 40 por ciento de la potencia nominal será consumida en un momento dado) y la presencia adicional de cuatro personas, cada una generando calor a una tasa de 100 W, determine cuántos de estos acondicionadores será necesario instalar en la sala.

6-53 La carga anual de acondicionamiento de aire para un edificio se estima en 120 000 kWh en un área donde el costo unitario de electricidad es de $0.10/kWh. Están considerados dos acondicionadores de aire para el edificio: el acondicionador A tiene un COP promedio estacional de 3.2 y cuesta $5 500 dólares, incluida la instalación; el B tiene un COP promedio estacional de 5.0 y cuesta $7 000 dólares con instalación. Con todo lo demás igual, determine cuál acondicionador de aire es una mejor compra.

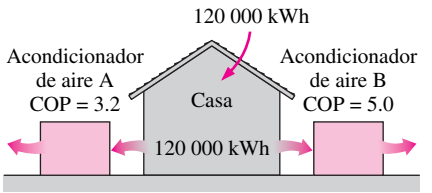


FIGURA P6-53

6-54 Al condensador de una bomba de calor residencial entra refrigerante 134a a 800 kPa y 35°C a una tasa de 0.018 kg/s, y sale a 800 kPa como líquido saturado. Si el compresor consume 1.2 kW de potencia, determine *a*) el COP de la bomba de calor y *b*) la tasa de absorción de calor desde el aire exterior.

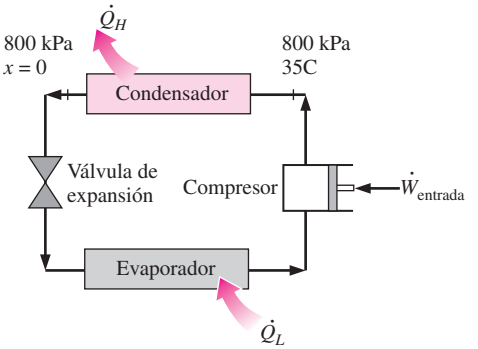


FIGURA P6-54

6-55 A los serpentines del evaporador colocados detrás de la sección del congelador de un refrigerador doméstico entra refrigerante 134a a 120 kPa con una calidad de 20 por ciento y sale a 120 kPa y −20°C. Si el compresor consume 450 W de potencia y el COP del refrigerador es 1.2, determine *a*) el flujo másico del refrigerante y *b*) la tasa del calor cedido al aire de la cocina. *Respuestas: a)* 0.00311 kg/s, *b)* 990 W

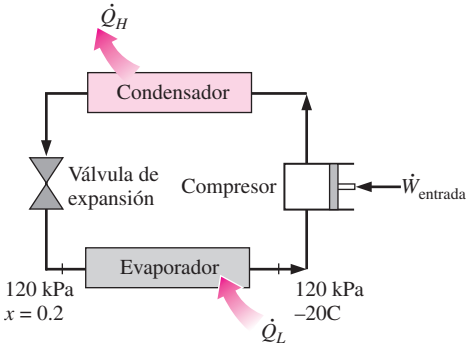


FIGURA P6-55

Máquinas de movimiento perpetuo

6-56C Un inventor afirma haber desarrollado un calentador de resistencia que suministra 1.2 kWh de energía a una habitación por cada kWh de electricidad que consume. ¿Es ésta una afirmación razonable o el inventor ha desarrollado una máquina de movimiento perpetuo? Explique.

6-57C Se sabe bien que la temperatura del aire aumenta cuando se comprime. Un inventor consideró usar este aire de alta temperatura para calentar edificios y utilizó un compresor propulsado por un motor eléctrico. El inventor afirma que el sistema de aire caliente comprimido es 25 por ciento más eficiente que un sistema de calefacción por resistencias el cual proporciona una cantidad equivalente de calentamiento. ¿Es válida esta afirmación o sólo se trata de otra máquina de movimiento perpetuo? Explique.

Procesos reversibles e irreversibles

6-58C Una bebida enlatada fría se deja en una habitación más caliente donde su temperatura sube como resultado de transferencia de calor. ¿Se trata de un proceso reversible? Explique.

6-59C ¿Por qué los ingenieros se interesan en procesos reversibles aunque nunca es posible lograrlos?

6-60C ¿Por qué un proceso de compresión sin cuasiequilibrio entrega menos trabajo que el proceso de cuasiequilibrio correspondiente?

6-61C ¿Por qué un proceso de expansión sin cuasiequilibrio entrega menos trabajo que el proceso de cuasiequilibrio correspondiente?

6-62C ¿Cómo se distingue entre irreversibilidades internas y externas?

6-63C ¿Un proceso reversible de expansión o compresión es necesariamente de cuasiequilibrio? ¿Un proceso de expansión o compresión en cuasiequilibrio es necesariamente reversible? Explique.

Ciclo y principios de Carnot

6-64C ¿Cuáles son los cuatro procesos que constituyen el ciclo de Carnot?

6-65C ¿Cuáles son los dos enunciados conocidos como principios de Carnot?

6-66C Una persona afirma haber desarrollado un nuevo ciclo de máquina térmica reversible que tiene la misma eficiencia teórica que el ciclo de Carnot, y que opera entre los mismos límites de temperatura. ¿Cómo evalúa esta afirmación?

6-67C Una persona afirma haber elaborado un nuevo ciclo de máquina térmica reversible que tiene la misma eficiencia teórica que el ciclo de Carnot y que opera entre los mismos límites de temperatura. ¿Es razonable esta afirmación?

6-68C ¿Es posible desarrollar *a*) un ciclo de máquina térmica reversible real y *b*) uno que sea más eficiente que un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura? Explique.

Máquinas térmicas de Carnot

6-69C ¿Hay alguna forma de incrementar la eficiencia de una máquina térmica de Carnot, que sea distinta a incrementar T_H o disminuir T_L?

6-70C Considere dos centrales eléctricas reales que operan con energía solar. La energía se suministra a una de éstas desde un estanque solar a 80ºC y a la otra desde colectores solares que elevan la temperatura del agua a 600ºC. ¿Cuál de estas dos centrales tendrá una mayor eficiencia? Explique.

6-71 Una máquina térmica de Carnot opera entre una fuente a 1 000 K y un sumidero a 300 K. Si la máquina térmica recibe calor a una tasa de 800 kJ/min, determine *a*) la eficiencia térmica y *b*) la salida de potencia de esta máquina térmica.
Respuestas: a) 70 por ciento, *b*) 9.33 kW

6-72 Una máquina térmica de Carnot recibe 650 kJ de calor desde una fuente de temperatura desconocida y desecha 250 kJ de esta cantidad a un sumidero a 24ºC. Determine *a*) la temperatura de la fuente y *b*) la eficiencia térmica de la máquina térmica.

6-73 Una máquina térmica opera entre una fuente a 550ºC y un sumidero a 25ºC. Si el calor es suministrado a la máquina térmica a una tasa estable de 1 200 kJ/min, determine la salida de potencia máxima de esta máquina térmica.

6-74 Reconsidere el problema 6-73 y mediante el software EES (u otro) analice los efectos que tienen las temperaturas de la fuente de calor y del sumidero de calor sobre la potencia producida y la eficiencia térmica del ciclo. Suponga que la temperatura varía de 300 a 1 000ºC mientras que la del sumidero varía de 0 a 50ºC. Grafique la potencia producida y la eficiencia del ciclo en función de la temperatura de la fuente para temperaturas del sumidero de 0ºC, 25ºC y 50ºC. Analice los resultados.

6-75E Una máquina térmica opera en un ciclo de Carnot y tiene una eficiencia térmica de 55 por ciento. El calor de desecho de la máquina se libera a un lago cercano a 60ºF a una tasa de 800 Btu/min. Determine *a*) la salida de potencia de la máquina y *b*) la temperatura de la fuente.
Respuestas: a) 23.1 hp, *b*) 1156 R

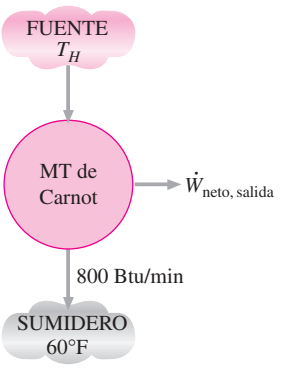


FIGURA P6-75E

6-76 En climas tropicales el agua cercana a la superficie del océano permanece caliente todo el año como resultado de la absorción de energía solar. Sin embargo, en las partes más profundas del océano el agua permanece a una temperatura relativamente baja porque los rayos solares no pueden penetrar muy hondo. Se propone aprovechar esta diferencia de temperatura y construir una central de energía que absorberá calor del agua caliente cercana a la superficie y cederá el calor de desecho al agua fría ubicada pocos metros abajo. Determine la eficiencia térmica máxima de esta central si las temperaturas del agua en los dos lugares son 24 y 3ºC, respectivamente.

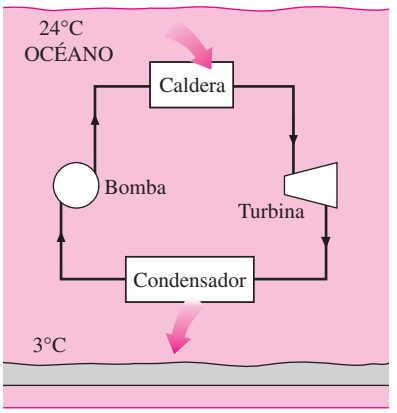


FIGURA P6-76

6-77 Una forma innovadora de generación de energía implica utilizar como fuente de calor a la energía geotérmica, que es la energía del agua caliente que existe en forma natural bajo tierra. Si se descubre un suministro de agua caliente a 140ºC en un lugar donde la temperatura ambiente es de 20ºC, determine la eficiencia térmica máxima que puede tener una central geotérmica construida en ese lugar.

Respuesta: 29.1 por ciento

6-78 Un inventor afirma haber desarrollado una máquina térmica que recibe 700 kJ de calor de una fuente a 500 K y que produce 300 kJ de trabajo neto mientras libera el calor de desecho a un sumidero a 290 K. ¿Es razonable esta afirmación? ¿Por qué?

6-79E Un experimentador afirma que, con base en sus mediciones, una máquina térmica recibe 300 Btu de calor de una fuente de 900 R, convierte 160 Btu de éste en trabajo y rechaza el resto como calor de desecho a un sumidero a 540 R. ¿Son razonables estas mediciones? ¿Por qué?

6-80 Una central eléctrica geotérmica utiliza como fuente de calor agua geotérmica a 160ºC a una tasa de 440 kg/s, y produce 22 MW de potencia neta. Si la temperatura del ambiente es de 25ºC, determine *a*) la eficiencia térmica real, *b*) la eficiencia térmica máxima posible y *c*) la tasa real a la que esta central rechaza calor.

Refrigeradores de Carnot y bombas de calor

6-81C ¿Cómo se puede incrementar el COP de un refrigerador de Carnot?

6-82C ¿Cuál es el COP máximo que puede tener un refrigerador que opera entre los niveles de temperatura T_L y T_H?

6-83C En un esfuerzo por conservar energía en un ciclo de máquina térmica, alguien sugiere incorporar un refrigerador que absorberá parte de la energía de desecho Q_L y la transferirá a la fuente de energía de la máquina térmica. ¿Es ésta una buena idea? Explique.

6-84C Está bien establecido que la eficiencia térmica de una máquina térmica se incrementa cuando disminuye la temperatura T_L a la cual se rechaza calor desde la máquina térmica. En un intento por incrementar la eficiencia de una planta de energía, alguien sugiere refrigerar el agua de enfriamiento antes de que entre al condensador, donde se lleva a cabo el rechazo de calor. ¿Estaría a favor de esta idea? ¿Por qué?

6-85C Se sabe bien que la eficiencia térmica de las máquinas térmicas se incrementa cuando crece la temperatura de la fuente de energía. En un intento por mejorar la eficiencia de una central eléctrica, alguien sugiere transferir calor de una fuente de energía disponible a un medio de mayor temperatura mediante una bomba de calor antes que la energía sea suministrada a la central. ¿Qué piensa de esta recomendación? Explique.

6-86 En una habitación en la que la temperatura es de 22ºC funciona un refrigerador de Carnot que consume 2 kW de potencia cuando está en operación. Si el compartimiento de comida del refrigerador se mantendrá a 3ºC, determine la tasa de eliminación de calor del compartimiento de comida.

6-87 Un refrigerador eliminará calor del espacio frío a una tasa de 300 kJ/min para mantener su temperatura a −8ºC. Si

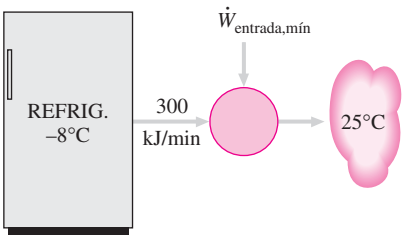


FIGURA P6-87

el aire que rodea al refrigerador está a 25ºC, determine la entrada de potencia mínima requerida para este refrigerador. *Respuesta:* 0.623 kW

6-88 Se requiere un sistema de aire acondicionado que opere en el ciclo inverso de Carnot para transferir calor desde una casa a una tasa de 750 kJ/min y así mantener su temperatura a 24ºC. Si la temperatura del aire exterior es de 35ºC, determine la potencia necesaria para que funcione este sistema. *Respuesta:* 0.46 kW

6-89E Se usa un sistema de aire acondicionado para mantener una casa a 72ºF cuando la temperatura exterior es de 90ºF. Si este sistema consume 5 hp de potencia cuando opera, determine la tasa máxima que puede lograr de eliminación de calor de la casa.

6-90 Un refrigerador de Carnot funciona en un espacio en el que la temperatura es de 25ºC. El refrigerador consume 500 W de potencia cuando está operando y tiene un COP de 4.5. Determine *a*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y *b*) la temperatura del espacio refrigerado. *Respuestas: a*) 135 kJ/min, *b*) −29.2°C

6-91 Un inventor afirma haber desarrollado un sistema de refrigeración que elimina calor de la región cerrada a −12ºC y que lo transfiere hacia el aire circundante a 25ºC mientras mantiene un COP de 6.5. ¿Es razonable esa afirmación? ¿Por qué?

6-92 Durante un experimento realizado en una habitación a 25ºC, un ayudante de laboratorio mide que un refrigerador, el cual extrae 2 kW de potencia, ha eliminado 30 000 kJ de calor del espacio refrigerado que se mantiene a −30ºC. El tiempo de operación del refrigerador durante el experimento fue de 20 minutos. Determine si estas mediciones son razonables.

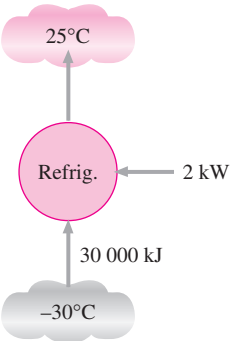


FIGURA P6-92

6-93E Un sistema de aire acondicionado se usa para mantener una casa a 75ºF cuando la temperatura exterior es de 95ºF. La casa gana calor a través de paredes y ventanas a una tasa de 800 Btu/min, mientras que la tasa de generación de calor dentro de la casa debido a personas, luces y aparatos equivale a 100 Btu/min. Determine la entrada de potencia mínima requerida para este sistema. *Respuesta:* 0.79 hp

6-94 Una bomba de calor se utiliza para calentar una casa y mantenerla a 24ºC. Se estima que la casa pierde calor a una tasa de 80 000 kJ/h en un día de invierno, cuando la temperatura del aire exterior es de −5ºC. Determine la potencia mínima requerida para operar esta bomba de calor.

6-95 Se emplea una bomba de calor para mantener una casa a 22ºC mediante la extracción de calor del aire exterior en un día en el que la temperatura exterior es de 2ºC. Se estima que la casa pierde calor a una tasa de 110 000 kJ/h, y la bomba de calor consume 5 kW de potencia eléctrica cuando está funcionando. ¿La bomba de calor tiene la potencia suficiente para realizar el trabajo?

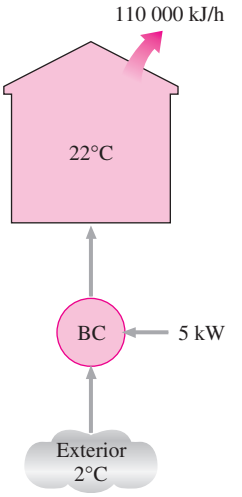


FIGURA P6-95

6-96 La estructura de una casa está construida de tal manera que pierde calor a una tasa de 5 400 kJ/h por diferencia en ºC entre el interior y el exterior. Una bomba de calor que requiere una entrada de potencia de 6 kW se emplea para mantener esta casa a 21ºC. Determine la temperatura exterior mínima con la que la bomba de calor satisface los requerimientos mínimos de calefacción de esta casa. *Respuesta:* −13.3°C

6-97 El desempeño de una bomba de calor se degrada (es decir, su COP disminuye) cuando desciende la temperatura de la fuente de calor. Esto hace poco atractivo el uso de bombas de calor en lugares con condiciones climáticas severas. Considere una casa que se caliente y mantenga a 20ºC usando una bomba de calor durante el invierno. ¿Cuál es el COP máximo para esta bomba si se extrae calor del aire exterior a *a*) 10ºC, *b*) −5ºC y *c*) −30ºC?

6-98E En invierno se usará una bomba de calor para calentar una casa y mantenerla a 78ºF todo el tiempo. Cuando la temperatura del exterior disminuye a 25ºF, las pérdidas de calor de la casa se estiman en 55 000 Btu/h. Determine la potencia mínima requerida para hacer funcionar esta bomba de calor si se extrae calor de *a*) el aire exterior a 25ºF y *b*) el agua de un pozo a 50ºF.

6-99 Una bomba de calor de Carnot se usará para calentar una casa y mantenerla a 20ºC en invierno. Se estima que la casa pierde calor a una tasa de 82 000 kJ/h en un día en el que la temperatura exterior promedio permanece en cerca de 2ºC. Si la bomba de calor consume 8 kW de potencia mientras está en operación, determine *a*) cuánto tiempo funciona ese día; *b*) los costos de calefacción totales, suponiendo un precio promedio de 8.5 centavos de dólar por kWh para la electricidad, y *c*) el costo de calefacción para el mismo día si se usa un calentador de resistencia en lugar de la bomba de calor.

Respuestas: a) 4.19 h, *b)* $2.85, *c)* $46.47

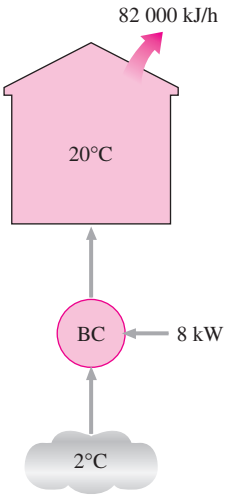


FIGURA P6-99

6-100 Una máquina térmica de Carnot recibe calor de un depósito a 900ºC a una tasa de 800 kJ/min y cede el calor de desecho al aire del ambiente que se halla a 27ºC. Todo el trabajo que produce la máquina térmica se utiliza para impulsar un refrigerador que elimina calor del espacio refrigerado a −5ºC y lo transfiere al mismo aire ambiente a 27ºC. Determine *a*) la tasa máxima de remoción de calor del espacio refrigerado y *b*) la tasa total de rechazo de calor al aire ambiente.

Respuestas: a) 4 982 kJ/min, *b)* 5 782 kJ

6-101E Una máquina térmica de Carnot recibe calor de un depósito a 1 700ºF a una tasa de 700 Btu/min y cede el calor de desecho al aire ambiente a 80ºF. Todo el trabajo que produce la máquina se usa para hacer funcionar un refrigerador que remueve calor del espacio refrigerado a 20ºF y lo transfiere hacia el mismo aire ambiente a 80ºF. Determine *a*) la tasa máxima de eliminación de calor del espacio refrigerado y *b*) la tasa total de rechazo de calor hacia el ambiente.

Respuestas: a) 4 200 Btu/min, *b)* 4 900 Btu/min

6-102 Un refrigerador comercial que emplea refrigerante 134a como fluido de trabajo se usa para mantener el espacio refrigerado a −35ºC rechazando calor de desecho hacia el agua de enfriamiento que entra al condensador a 18ºC a una tasa de 0.25 kg/s y sale a 26ºC. El refrigerante entra al condensador a 1.2 MPa y 50ºC y sale a la misma presión subenfriado 5ºC. Si el compresor consume 3.3 kW de potencia, determine *a*) el flujo másico del refrigerante, *b*) la carga de refrigeración, *c*) el COP y *d*) la entrada de potencia mínima al compresor para la misma carga de refrigeración.

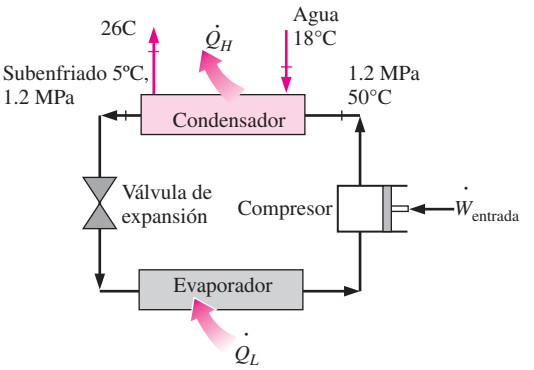


FIGURA P6-102

6-103 Un acondicionador de aire que emplea refrigerante 134a como fluido de trabajo es utilizado para mantener una habitación a 26ºC. Ésta gana calor por paredes y ventanas a una tasa de 250 kJ/min mientras que el calor que genera la computadora, la televisión y las luces equivale a 900 W. El refrigerante entra al compresor a 500 kPa como vapor saturado a una tasa de 100 L/min y sale a 1 200 kPa y 50ºC. Determine *a*) el COP real, *b*) el COP máximo y *c*) el flujo volumétrico mínimo del refrigerante en la entrada del compresor para las mismas condiciones de entrada y salida del compresor.

Respuestas: a) 6.59, *b)* 37.4, *c)* 17.6 L/min

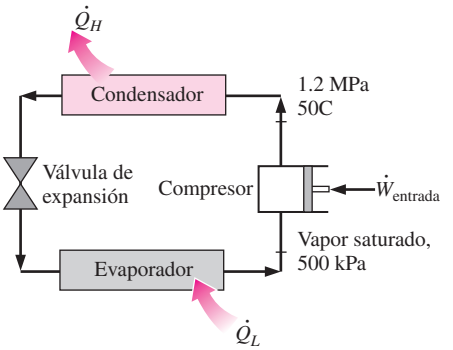


FIGURA P6-103

Tema especial: refrigeradores domésticos

6-104C Alguien propone que el sistema de refrigeración de un supermercado esté sobrediseñado de modo que las necesidades de acondicionamiento de aire de la tienda se puedan satisfacer mediante aire refrigerado sin instalar ningún sistema de aire acondicionado. ¿Qué piensa de esta propuesta?

6-105C Una persona propone que todos los requerimientos del refrigerador y el congelador de una tienda se satisfagan por medio de un congelador que suministre suficiente aire frío a −20ºC, en lugar de instalar refrigeradores y congeladores separados. ¿Qué piensa de esta propuesta?

6-106C Explique cómo se puede reducir el consumo de energía del refrigerador de su casa.

6-107C ¿Por qué es importante limpiar los serpentines del condensador de un refrigerador doméstico unas cuantas veces al año? También, ¿por qué es importante no bloquear el flujo de aire por los serpentines del condensador?

6-108C ¿Por qué los refrigeradores actuales son mucho más eficientes que los construidos en el pasado?

6-109 La etiqueta "Guía de energía" de un refrigerador establece que el costo del consumo de energía del refrigerador será de $74 dólares por año en uso normal si la electricidad cuesta $0.07/kWh. Si la electricidad que consume la lámpara es insignificante y el refrigerador consume 300 W cuando está funcionando, determine la fracción del tiempo que el refrigerador estará en operación.

6-110 Comúnmente los refrigeradores llevan en su interior una lámpara incandescente que proporciona iluminación, y que se enciende al abrir la puerta del refrigerador. Considere un refrigerador cuya lámpara de 40 W permanece encendida cerca de 60 h por año. Se propone remplazarla por una más eficiente que consume sólo 18 W pero cuesta $25 dólares incluida la instalación. Si el refrigerador tiene un coeficiente de desempeño de 1.3 y el costo de la electricidad es de 8 centavos de dólar por kWh, determine si el ahorro de energía de la lámpara propuesta justifica su costo.

6-111 Se recomienda dejar enfriar a temperatura ambiente los alimentos calientes antes de introducirlos al refrigerador, con la finalidad de ahorrar energía. A pesar de esta recomendación de sentido común, una persona insiste en cocinar una gran cacerola de estofado dos veces por semana y colocarla en el refrigerador mientras aún está caliente, con la idea de que el dinero que podría ahorrar es muy poco. Sin embargo, la persona cambiará de opinión si comprueba que el dinero ahorrado es una cantidad importante. La masa promedio de la cacerola y su contenido es de 5 kg. La temperatura promedio de la cocina es de 20ºC y la de la comida es de 95ºC cuando se retira de la estufa. El espacio refrigerado se mantiene a 3ºC y el calor específico promedio de la comida y la cacerola se puede tomar como 3.9 kJ/kg · ºC. Si el refrigerador tiene un coeficiente de desempeño de 1.2 y el costo de la electricidad es de 10 centavos de dólar por kWh, determine cuánto ahorrará por año esta persona si espera que la comida se enfríe a temperatura ambiente antes de introducirla al refrigerador.

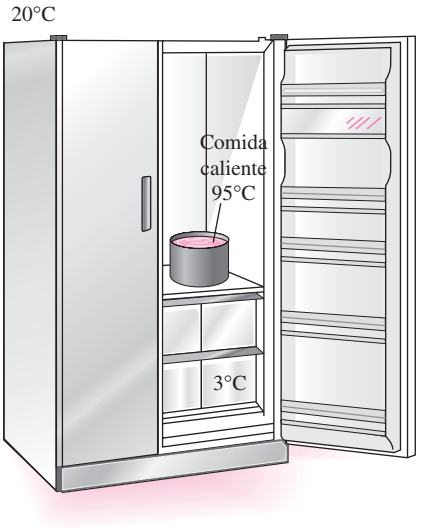


FIGURA P6-111

6-112 Con frecuencia se afirma que la puerta del refrigerador se debe abrir pocas veces y el menor tiempo posible para ahorrar energía. Considere un refrigerador doméstico cuyo volumen interior es de 0.9 m^3 y tiene una temperatura interna promedio de 4ºC. En determinado momento, un tercio del espacio refrigerado es ocupado con alimentos, y en los restantes 0.6 m^3 hay aire. La temperatura y la presión promedio en la cocina son 20ºC y 95 kPa, respectivamente. Además, el contenido de humedad del aire de la cocina y el refrigerador es 0.010 y 0.004 kg por kilogramo de aire, respectivamente; por lo tanto 0.006 kg de vapor de agua se condensan y remueven por cada kilogramo de aire que entra. La puerta del refrigerador se abre en promedio 8 veces al día y en cada ocasión entra aire caliente de la cocina que remplaza la mitad del volumen de aire en el refrigerador. Si el refrigerador tiene un coeficiente de desempeño de 1.4 y el costo de la electricidad es de 7.5 centavos por kWh, determine el costo de la energía desperdiciada por año como resultado de abrir la puerta del refrigerador. ¿Cuál sería su respuesta si el aire de la cocina estuviera muy seco y, en consecuencia, se condensara una cantidad insignificante de vapor de agua en el refrigerador?

Problemas de repaso

6-113 Se tiene un ciclo de máquina térmica de Carnot ejecutado en un sistema de flujo estable por medio de vapor como fluido de trabajo. El ciclo tiene una eficiencia térmica de 30 por ciento y el vapor cambia de líquido saturado a vapor saturado a 275ºC durante el proceso de adición de calor. Si el flujo másico del vapor es 3 kg/s, determine en kW la salida de potencia neta de esta máquina.

6-114 Una bomba de calor con un COP de 2.4 se emplea para calentar una casa. Cuando está en funcionamiento, la bomba de calor consume 8 kW de potencia eléctrica. Si la casa rechaza calor al exterior a una tasa promedio de 40 000 kJ/h y la temperatura de la casa es 3ºC cuando se enciende la bomba de calor, determine en cuánto tiempo la temperatura de

la casa sube a 22ºC. Suponga que la casa está bien sellada (es decir, no hay fugas de aire) y que la masa total de la casa (aire, muebles, etcétera) equivale a 2 000 kg de aire.

6-115 Una vieja turbina de gas tiene una eficiencia de 21 por ciento y desarrolla una salida de potencia de 6 000 kW. Determine el consumo de combustible de esta turbina de gas en L/min si el combustible tiene un poder calórico de 42 000 kJ/kg y una densidad de 0.8 g/cm^3.

6-116 Demuestre que el $COP_{HP} = COP_R + 1$ cuando la bomba de calor y el refrigerador tienen los mismos valores de Q_L y Q_H.

6-117 Un sistema de aire acondicionado se usa para mantener una casa a una temperatura constante de 20ºC. La casa gana calor del exterior a una tasa de 20 000 kJ/h y el calor generado en ella por personas, luces y aparatos equivale a 8 000 kJ/h. Para un COP de 2.5, determine la entrada de potencia requerida para este sistema de acondicionamiento de aire. *Respuesta:* 3.11 kW

6-118 Considere un ciclo de máquina térmica de Carnot que opera en un sistema cerrado con 0.01 kg de refrigerante 134a como fluido de trabajo. El ciclo tiene una eficiencia de 15 por ciento y el refrigerante cambia de líquido saturado a vapor saturado a 50ºC durante el proceso de adición de calor. Determine la salida neta de trabajo de esta máquina por ciclo.

6-119 Una bomba de calor con un COP de 2.8 se emplea para calentar una casa bien sellada. Cuando está en funcionamiento, la bomba consume 5 kW de potencia. Si la temperatura de la casa es de 7ºC cuando se enciende la bomba de calor, ¿cuánto tarda la bomba de calor en aumentar a 22ºC la temperatura de la casa? ¿Esta respuesta es real u optimista? Explique. Suponga que toda la masa en el interior de la casa (aire, muebles, etcétera) es equivalente a 1 500 kg de aire.
Respuesta: 19.2 minutos

6-120 Un prometedor método de generación de potencia requiere colectar y almacenar energía solar en grandes lagos artificiales poco profundos llamados estanques solares. La energía solar se absorbe en todo el estanque y la temperatura del agua aumenta en todas partes. Sin embargo, la parte superior del estanque rechaza a la atmósfera gran parte del calor que absorbe y, en consecuencia, disminuye su temperatura. Esta agua fría sirve como aislante para el fondo del estanque y ayuda a atrapar ahí la energía. Una práctica común es depositar sal en el fondo del estanque para evitar que el agua caliente ahí ubicada pase a la parte superior. Una central eléctrica que utiliza un fluido orgánico, alcohol por ejemplo, como fluido de trabajo puede operar entre las partes superior y del fondo del estanque. Si la temperatura del agua es 35ºC cerca de la superficie y 80ºC cerca del fondo, determine la máxima eficiencia térmica que esta central puede tener ¿Es real usar 35 y 80ºC para las temperaturas en estos cálculos? Explique su respuesta. *Respuesta:* 12.7 por ciento

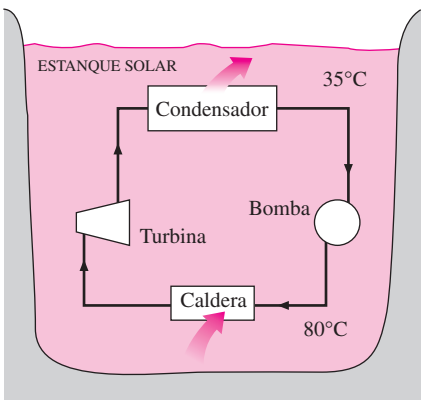


FIGURA P6-120

6-121 Considere una máquina térmica de Carnot que opera en un sistema cerrado con 0.0103 kg de vapor como fluido de trabajo. Se sabe que la temperatura absoluta máxima en el ciclo es el doble de la temperatura absoluta mínima y que la salida de trabajo neta del ciclo es 25 kJ. Si el vapor cambia de vapor saturado a líquido saturado durante el proceso de rechazo de calor, determine la temperatura del vapor durante el proceso de rechazo de calor

6-122 Retome el problema 6-121 y con el uso del software EES (u otro) investigue el efecto de la salida de trabajo neto sobre la temperatura requerida del vapor durante el proceso de rechazo de calor. Suponga que la salida de trabajo varía de 15 a 25 kJ.

6-123 Considere un ciclo de refrigeración de Carnot llevado a cabo en un sistema cerrado en la región de mezcla saturada de líquido-vapor que utiliza 0.96 kg de refrigerante 134a como fluido de trabajo. Se sabe que la temperatura absoluta máxima en el ciclo es 1.2 veces la temperatura absoluta mínima y que la entrada de trabajo neto al ciclo es de 22 kJ. Si el refrigerante cambia de vapor saturado a líquido saturado durante el proceso de rechazo de calor, determine la presión mínima en el ciclo.

6-124 Reconsidere el problema 6-123 y con el software EES (u otro) investigue el efecto que produce la entrada de trabajo neto sobre la presión mínima. Suponga que la entrada de trabajo varía de 10 a 30 kJ y grafique la presión mínima en el ciclo de refrigeración como una función de la entrada de trabajo neto. Analice los resultados.

6-125 Dos máquinas térmicas de Carnot operan en serie. La primera recibe calor del depósito a 1 800 K y entrega el calor de desecho a otro depósito a temperatura T. La segunda recibe la energía que rechaza la primera, convierta una parte de ella en trabajo y ceda el resto a un depósito a 300 K. Si las eficiencias térmicas de ambas máquinas son iguales, determine la temperatura T. *Respuesta:* 735 K

6-126 El COP de un refrigerador disminuye cuando se reduce la temperatura del espacio refrigerado. Es decir, extraer calor de un medio a una temperatura muy baja requerirá una entrada considerable de trabajo. Determine la entrada mínima de trabajo requerida para remover 1 kJ de calor del helio líquido a 3 K cuando la temperatura exterior es 300 K.
Respuesta: 99 kJ

6-127E Una bomba de calor de Carnot se utiliza para calentar y mantener un edificio residencial a 75ºF. Un análisis de energía de la casa revela que pierde calor a una tasa de 2 500

Btu/h por cada ºF de diferencia de temperatura entre el interior y el exterior. Para una temperatura exterior de 35ºF, determine *a*) el coeficiente de desempeño y *b*) la entrada de potencia requerida para la bomba de calor.
Respuestas: a) 13.4, *b*) 2.93 hp

6-128 Una máquina térmica de Carnot recibe calor a 750 K y cede el calor de desecho al ambiente a 300 K. La salida de trabajo total de la máquina térmica se usa para accionar un refrigerador de Carnot que extrae el calor de un espacio enfriado a −15ºC a una tasa de 400 kJ/min y lo rechaza al ambiente a 300 K. Determine *a*) la tasa de calor suministrado a la máquina térmica y *b*) la tasa total de calor rechazado al ambiente.

6-129 Reconsidere el problema 6-128 y por medio del software EES (u otro) investigue los efectos que producen las temperaturas de la fuente de la máquina térmica, la del ambiente y la del espacio enfriado, sobre el suministro de calor requerido para la máquina térmica y la tasa total de rechazo de calor hacia el ambiente. Suponga que la temperatura de la fuente varía de 500 K a 1 000 K, la del ambiente entre 275 K y 325 K, y la del espacio enfriado desde −20ºC hasta 0ºC. Grafique el suministro de calor requerido en función de la temperatura de la fuente para la temperatura del espacio enfriado de −15ºC y temperaturas ambiente de 275 300 y 325 K. Analice los resultados.

6-130 Una máquina térmica opera entre dos depósitos a 800 y 20ºC. La mitad de la salida de trabajo de la máquina térmica se emplea para accionar una bomba de calor de Carnot que extrae calor de los alrededores fríos que se hallan a 2ºC y lo transfiere a una casa mantenida a 22ºC. Si la casa pierde calor a una tasa de 62 000 kJ/h, determine la tasa mínima requerida de suministro de calor a la máquina térmica para mantener la casa a 22ºC.

6-131 Se tiene un ciclo de refrigeración de Carnot llevado a cabo en un sistema cerrado en la región de mezcla saturada de líquido-vapor con 0.8 kg de refrigerante 134a como fluido de trabajo. Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo son 20ºC y −8ºC, respectivamente. Se sabe que el refrigerante es líquido saturado al final del proceso de desecho de calor y que la entrada de trabajo neto al ciclo es de 15 kJ. Determine la fracción de la masa del refrigerante que se evapora durante el proceso de adición de calor y la presión al final del proceso de rechazo de calor.

6-132 Considere un ciclo de una bomba de calor de Carnot puesta en práctica en un sistema de flujo estable en la región de mezcla saturada líquido-vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo que fluye a una tasa de 0.264 kg/s. Se sabe que la temperatura absoluta máxima en el ciclo es 1.25 veces la temperatura absoluta mínima y que la entrada de potencia neta al ciclo es 7 kW. Si el refrigerante cambia de vapor saturado a líquido saturado durante el proceso de rechazo de calor, determine la proporción de las presiones máxima a mínima en el ciclo.

6-133 Una máquina térmica de Carnot opera entre una fuente a T_H y un sumidero a T_L. Si se desea duplicar la eficiencia térmica de esta máquina, ¿cuál debería ser la nueva temperatura de la fuente? Suponga que la temperatura del sumidero se mantiene constante.

6-134 En el análisis de las máquinas de Carnot se supuso que la máquina estaba en equilibrio térmico con la fuente y el sumidero durante los procesos de adición y rechazo de calor, respectivamente. Es decir, se supuso que $T_H^* = T_H$ y $T_L^* = T_L$ de modo que no hay irreversibilidad externa. En ese caso, la eficiencia térmica de la máquina de Carnot es $\eta_C = 1 - T_L/T_H$.

En la realidad, sin embargo, se debe mantener una diferencia razonable de temperatura entre los dos medios de transferencia de calor para tener una tasa aceptable de transferencia de calor a través de un área superficial finita del intercambiador de calor. En este caso las relaciones de transferencia de calor se pueden expresar como

$$\dot{Q}_H = (hA)_H(T_H - T_H^*)$$

$$\dot{Q}_L = (hA)_L(T_L^* - T_L)$$

donde h y A son el coeficiente de transferencia de calor y el área de la superficie de transferencia de calor, respectivamente. Cuando los valores de h, A, T_H y T_L son fijos, demuestre que la salida de potencia será un máximo cuando

$$\frac{T_L^*}{T_H^*} = \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1/2}$$

Demuestre también que la máxima salida de potencia neta en este caso es

$$\dot{W}_{C,máx} = \frac{(hA)_H T_H}{1 + (hA)_H/(hA)_L}\left[1 - \left(\frac{T_L}{T_H}\right)^{1/2}\right]^2$$

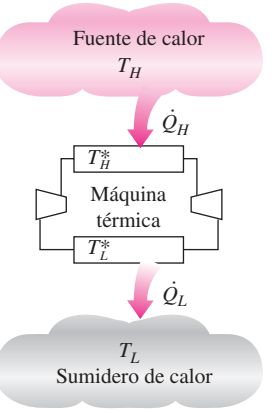


FIGURA P6-134

6-135 Sustituir las lámparas incandescentes por lámparas fluorescentes reduce el consumo de energía de iluminación a una cuarta parte del consumo original. La energía consumida por las lámparas se convierte finalmente en calor, por lo tanto cambiar a iluminación fluorescente reduce también la carga de enfriamiento en el verano, pero aumenta la carga de calentamiento en invierno. Considere un edificio que se calienta mediante un horno de gas natural con una eficiencia de 80 por ciento y se enfría mediante un acondicionador de aire con un COP de 3.5. Si la electricidad cuesta $0.08/kWh y el gas natu-

ral cuesta $1.40 dólares por unidad térmica, determine si el cambio de iluminación aumentará o disminuirá el costo de la energía total del edificio *a*) en verano y *b*) en invierno.

6-136 El espacio de carga de un camión equipado refrigerado cuyas dimensiones interiores son 12 × 2.3 × 3.5 m será preenfriado de 25ºC a una temperatura promedio de 5ºC. El camión está construido de tal manera que ocurre una ganancia de calor de transmisión a una tasa de 80 W/ºC. Si la temperatura ambiente es de 25ºC, determine cuánto tardará en preenfriar este camión un sistema con capacidad de refrigeración de 8 kW.

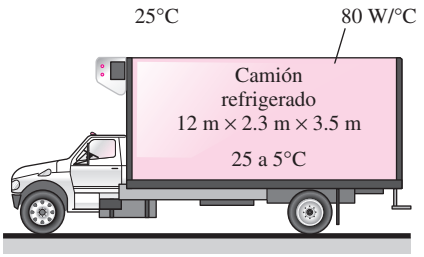


FIGURA P6-136

6-137 Un sistema de refrigeración que utiliza aire refrigerado a −30ºC enfriará hogazas de pan con una masa promedio de 450 gramos de 22ºC hasta −10ºC a una tasa de 500 hogazas por hora. Si se considera que los calores promedio específico y latente del pan son 2.93 kJ/kg · ºC y 109.3 kJ/kg, respectivamente, determine *a*) la tasa de remoción de calor de los panes, en kJ/h; *b*) el flujo de aire requerido en m^3/h, si el aumento de la temperatura del aire no debe exceder 8ºC, y *c*) el tamaño del compresor del sistema de refrigeración, en kW, para un COP de 1.2 del sistema de refrigeración.

6-138 Los requerimientos de agua potable de una instalación con 20 empleados se satisfarán por medio de una fuente de agua tipo bebedero. La fuente de agua refrigerada enfría el agua de 22ºC a 8ºC y la suministra a una tasa de 0.4 L por hora por persona. El calor es transferido al depósito desde los alrededores a 25ºC a una tasa de 45 W. Si el COP del sistema de refrigeración es de 2.9, determine en Watts el tamaño adecuado del compresor para el sistema de refrigeración de este enfriador de agua.

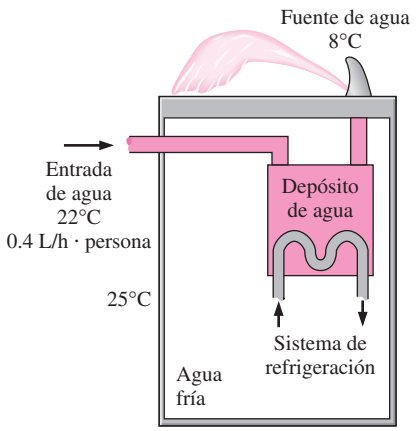


FIGURA P6-138

6-139 La etiqueta "Guía de energía" de una lavadora indica que el usuario usará 85 dólares por año de costo en agua caliente si ésta se calienta con un calentador eléctrico a una tarifa de $0.082/kWh. Si el agua se calienta de 12ºC a 55ºC, determine cuántos litros de agua caliente usa por semana una familia promedio. Ignore la electricidad que consume la lavadora y considere que la eficiencia del calentador eléctrico es de 91 por ciento.

6-140E La etiqueta "Guía de energía" de una lavadora indica que el costo de calentar agua con un calentador de gas natural es de 33 dólares a una tarifa de gas natural de $1.21/unidad térmica. Si el agua se calienta de 60ºF a 130ºF, determine cuántos galones de agua caliente usa por semana una familia promedio. Ignore la electricidad que consume la lavadora y considere que la eficiencia del calentador de gas es de 58 por ciento.

6-141 Un calentador eléctrico de agua tiene una eficiencia de 90 por ciento y cuesta 390 dólares al año tenerlo en operación con un precio unitario de electricidad de $0.08/kWh. Un calentador de agua que utiliza una bomba de calor tiene un COP de 2.2 pero su instalación cuesta alrededor de $800 dólares más. Determine en cuántos años se recupera

Agua
caliente

© The McGraw-Hill Companies, Inc., Fotógrafo Jill Braaten

Tipo	Eficiencia
Gas, ordinario	55%
Gas, alta eficiencia	62%
Eléctrico, ordinario	90%
Eléctrico, alta eficiencia	94%

FIGURA P6-141

el costo diferencial del calentador de agua de bomba de calor a partir de la energía que ahorra.

6-142 Reconsidere el problema 6-141 y mediante el software EES (u otro) investigue el efecto que tiene el COP de una bomba de calor en los costos de operación anuales y el número de años requeridos para recuperar la inversión. Suponga que el COP varía de 2 a 5 y grafique el periodo de reembolso en función del COP. Analice los resultados.

6-143 El dueño de una casa intenta decidir entre un horno de gas natural con una eficiencia de 97 por ciento y una bomba de calor con fuente de tierra con un COP de 3.5. Los costos unitarios de la electricidad y el gas natural son de $0.092/kWh y $1.42/unidad térmica (1 unidad térmica = 105 500 kJ). Determine cuál sistema tendrá un menor costo de energía.

6-144 El flujo máximo de una regadera estándar es aproximadamente 3.5 gpm (13.3 L/min) y es posible reducirlo a 2.75 gpm (10.5 L/min) si se cambia a una regadera de flujo reducido equipada con controladores de flujo. Considere una familia de cuatro individuos, cada uno toma una ducha de 6 minutos todas las mañanas. El agua de la ciudad está a 15°C y se calienta a 55°C en un calentador de petróleo cuya eficiencia es de 65 por ciento, luego se mezcla con agua fría para templarla a 42°C en la conexión en forma de "T" de la tubería antes de ser enviada a la regadera. El precio del petróleo es de $1.20/gal y el poder calorífico es de 146 300 kJ/gal. Suponiendo un calor específico constante de 4.18 kJ/kg · °C para el agua, determine la cantidad de petróleo y de dinero ahorrado por año si las regaderas comunes se sustituyen por regaderas de flujo reducido.

6-145 Los ventiladores de la cocina, el baño y otras áreas de una casa deberían ser usados con moderación, ya que pueden sacar todo el aire caliente o frío de la casa en una hora. Considere una casa de 200 m^2 cuyo techo está a una altura de 2.80 m. Para calentar la casa se utiliza un calentador de gas cuya eficiencia es de 96 y se mantiene a 22°C y 92 kPa. Si el costo unitario de gas natural es de $1.20/unidad térmica (1 unidad térmica = 105 500 kJ), determine el costo de la energía sacada por los ventiladores en una hora. Suponga que la temperatura exterior promedio durante la temporada de frío es de 5°C.

6-146 Repita el problema 6-145 para calcular el costo de aire acondicionado en un clima seco con una temperatura exterior de 28°C. Suponga que el COP del sistema de acondicionamiento de aire es de 2.3 y que el costo unitario de la electricidad es de $0.10/kWh.

6-147 Utilice el software EES (u otro) para determinar el trabajo máximo que se puede extraer de un estanque que contiene 10^5 kg de agua a 350 K cuando la temperatura ambiente es de 300 K. Tome en cuenta que la temperatura del agua en el estanque disminuirá poco a poco conforme se extrae energía, por lo tanto disminuirá la eficiencia de la máquina. Use intervalos de temperatura de *a*) 5 K, *b*) 2 K y *c*) 1 K, hasta que la temperatura del estanque disminuya a 300 K. También resuelva de manera exacta este problema por integración y compare los resultados.

6-148 Una bomba de calor con refrigerante 134a como fluido de trabajo se emplea para mantener un espacio a 25°C mediante la absorción de calor de agua geotérmica que entra al evaporador a 50°C a una tasa de 0.065 kg/s, y sale a 40°C. El refrigerante entra al evaporador a 20°C con una calidad de 15 por ciento y sale a la misma presión como vapor saturado. Si el compresor consume 1.2 kW de potencia, determine *a*) el flujo másico del refrigerante, *b*) la tasa de suministro de calor, *c*) el COP y *d*) la entrada mínima de potencia al compresor para la misma tasa de suministro de calor.

Respuestas: a) 0.0175 kg/s, *b*) 3.92 kW, *c*) 3.27, *d*) 0.303 kW

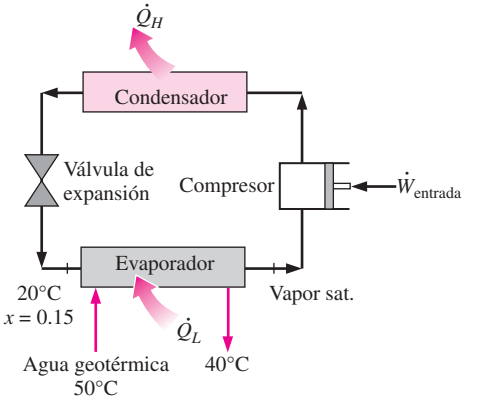


FIGURA P6-148

6-149 A un calentador entra agua fría a 10°C a una tasa de 0.02 m^3/min y sale a 50°C. El calentador de agua recibe calor de una bomba de calor que a su vez lo recibe de una fuente de calor a 0°C.

a) Si se supone que el agua es un líquido incompresible que no cambia de fase durante la adición de calor, determine la tasa de calor suministrado al agua, en kJ/s.

b) Si se supone que el calentador de agua actúa como un sumidero de calor que tiene una temperatura promedio de 30°C, determine la potencia mínima suministrada a la bomba de calor, en kW.

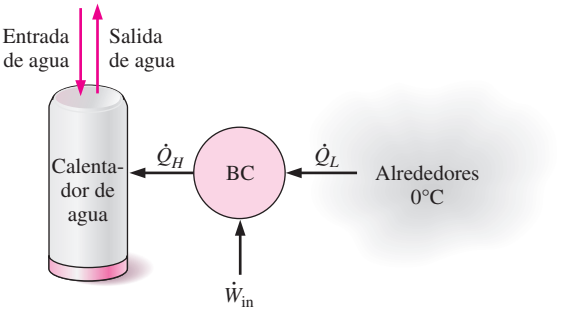


FIGURA P6-149

6-150 Una bomba de calor recibe calor de un lago que tiene una temperatura promedio en invierno de 6°C para suministrarlo a una casa que tiene una temperatura promedio de 27°C.

a) Si la casa cede calor a la atmósfera a una tasa de 64 000 kJ/h, determine la potencia mínima suministrada a la bomba de calor, en kW.

b) Se usa un intercambiador de calor para transferir energía del lago hacia la bomba de calor. Si la temperatura del agua del lago disminuye 5°C cuando fluye por el intercambiador de calor, determine el flujo másico mínimo del agua del lago, en kg/s. Ignore el efecto de la bomba de agua.

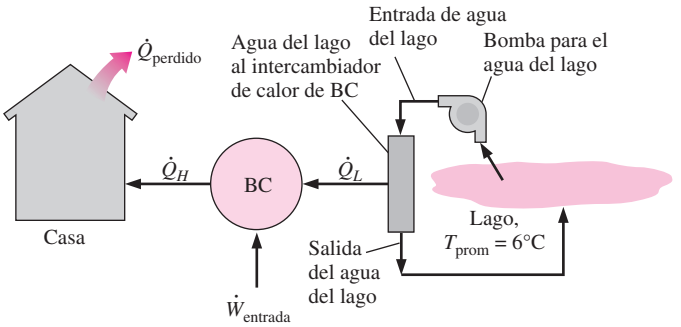


FIGURA P6-150

6-151 Una bomba de calor suministra energía térmica a una casa a una tasa de 140 000 kJ/h cuando la casa se mantiene a 25°C. En un mes la bomba de calor opera durante 100 horas para transferir energía de una fuente de calor en el exterior hacia el interior de la casa. Considere una bomba de calor que recibe calor de dos fuentes de energía externas distintas. En una aplicación, la bomba recibe calor del aire exterior a 0°C y en la otra lo recibe de un lago que tiene una temperatura de 10°C. Si la electricidad cuesta $0.085/kWh, determine la cantidad máxima de dinero ahorrado al usar el agua del lago y no el aire exterior como fuente de energía externa.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FE)

6-152 La etiqueta en una lavadora indica que la máquina usará 85 dólares en costos de agua caliente si se utiliza un calentador eléctrico con 90 por ciento de eficiencia a una tarifa de electricidad de $0.09/kWh. Si el agua es calentada de 15°C a 55°C, la cantidad de agua caliente usada anualmente por una familia promedio es

a) 10.5 toneladas *b*) 20.3 toneladas *c*) 18.3 toneladas
d) 22.6 toneladas *e*) 24.8 toneladas

6-153 Una casa de 2.4 m de alto y 200 m^2 se mantiene a 22°C mediante un sistema de aire acondicionado cuyo COP es de 3.2. Se estima que los ventiladores de la cocina, el baño y otras habitaciones descargan el aire acondicionado una vez cada hora. Si la temperatura exterior promedio es de 32°C, la densidad del aire es de 1.20 kg/m^3 y el costo unitario de la electricidad es de $0.10/kWh, la cantidad de dinero que "descargan" los ventiladores en 10 horas es

a) $0.50 *b*) $1.60 *c*) $5.00
d) $11.00 *e*) $16.00

6-154 Para satisfacer los requerimientos de agua potable de una oficina se enfría agua en una fuente refrigerada de 23 a 6°C a una tasa promedio de 10 kg/h. Si el COP de este refrigerador es 3.1, la entrada de potencia requerida a este refrigerador es

a) 197 W *b*) 612 W *c*) 64 W
d) 109 W *e*) 403 W

6-155 Una bomba de calor absorbe calor del exterior frío a 5°C y lo suministra a una casa a 22°C a una tasa de 18 000 kJ/h. Si la potencia que consume la bomba de calor es de 2.5 kW, el coeficiente de desempeño de la bomba de calor es

a) 0.5 *b*) 1.0 *c*) 2.0
d) 5.0 *e*) 17.3

6-156 El ciclo de una máquina térmica se ejecuta con vapor en el domo de saturación. La presión del vapor es 1 MPa durante la adición de calor y 0.4 MPa durante el rechazo del mismo. La mayor eficiencia posible de esta máquina térmica es

a) 8.0% *b*) 15.6% *c*) 20.2%
d) 79.8% *e*) 100%

6-157 Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1 000°C y cede calor de desecho a un sumidero a 50°C. Si el calor es suministrado a esta máquina a una tasa de 100 kJ/s, la potencia máxima que ésta puede producir es

a) 25.4 kW *b*) 55.4 kW *c*) 74.6 kW
d) 95.0 kW *e*) 100.0 kW

6-158 El ciclo de una bomba de calor se ejecuta con refrigerante l34a bajo el domo de saturación entre los límites de presión de 1.8 MPa y 0.2 MPa. El máximo coeficiente de desempeño de esta bomba es

a) 1.1 *b*) 3.6 *c*) 5.0
d) 4.6 *e*) 2.6

6-159 Un ciclo de refrigeración se lleva a cabo con refrigerante 134a bajo el domo de saturación entre los límites de presión de 1.6 MPa y 0.2 MPa. Si el consumo de potencia del refrigerador es de 3 kW, la máxima tasa de remoción de calor del espacio frío de este refrigerador es

a) 0.45 kJ/s *b*) 0.78 kJ/s *c*) 3.0 kJ/s
d) 11.6 kJ/s *e*) 14.6 kJ/s

6-160 Una bomba de calor con un COP de 3.2 es usada para calentar una casa que está perfectamente sellada (sin fugas de aire). Toda la masa dentro de la casa (aire, muebles, etcétera) es equivalente a 1 200 kg de aire. Cuando la bomba está en operación consume potencia eléctrica a una tasa de 5 kW. La temperatura de la casa era de 7°C cuando fue encendida la bomba. Si la transferencia de calor a través de la cubierta de la casa (paredes, techo, etcétera) es insignificante, el tiempo que la bomba de calor debe operar para elevar a 22°C la temperatura de todo el contenido de la casa es

a) 13.5 min *b*) 43.1 min *c*) 138 min
d) 18.8 min *e*) 808 min

6-161 El ciclo de una máquina térmica se ejecuta con vapor en el domo de saturación entre los límites de presión de 5 MPa y 2 MPa. Si el calor es suministrado a la máquina térmi-

ca a una tasa de 380 kJ/s, la salida de potencia máxima de esta máquina térmica es

a) 36.5 kW *b*) 74.2 kW *c*) 186.2 kW
d) 343.5 kW *e*) 380.0 kW

6-162 Se requiere un sistema de aire acondicionado que opere en el ciclo inverso de Carnot para remover calor de una casa a una tasa de 32 kJ/s y mantener la temperatura constante en 20ºC. Si la temperatura del exterior es de 35ºC, la potencia requerida para operar este sistema de aire acondicionado es

a) 0.58 kW *b*) 3.20 kW *c*) 1.56 kW
d) 2.26 kW *e*) 1.64 kW

6-163 Un refrigerador retira calor de un medio frío a 3ºC a una tasa de 7 200 kJ/h y lo rechaza hacia un medio a 30ºC. Si el coeficiente de desempeño del refrigerador es 2, la potencia que consume es

a) 0.1 kW *b*) 0.5 kW *c*) 1.0 kW
d) 2.0 kW *e*) 5.0 kW

6-164 Dos máquinas térmicas de Carnot funcionan en serie de modo que el sumidero de calor de la primera sirve como fuente de calor para la segunda. Si la temperatura de la fuente de la primera máquina es de 1 600 K y la del sumidero de la segunda máquina es de 300 K, y las eficiencias térmicas de ambas máquinas son las mismas, la temperatura del depósito intermedio es

a) 950 K *b*) 693 K *c*) 860 K
d) 473 K *e*) 758 K

6-165 Se tiene un refrigerador de Carnot y una bomba de calor de Carnot que operan entre los mismos dos depósitos de energía térmica. Si el COP del refrigerador es 3.4, el de la bomba es

a) 1.7 *b*) 2.4 *c*) 3.4
d) 4.4 *e*) 5.0

6-166 Un refrigerador doméstico nuevo representativo consume alrededor de 680 kWh de electricidad por año y tiene un coeficiente de desempeño de 1.4. La cantidad de calor que elimina anualmente este refrigerador del espacio refrigerado es

a) 952 MJ/año *b*) 1 749 MJ/año *c*) 2 448 MJ/año
d) 3 427 MJ/año *e*) 4 048 MJ/año

6-167 Un acondicionador de aire de ventana, que consume 1 kW de electricidad cuando opera y tiene un coeficiente de desempeño de 4, es colocado en medio de una habitación. La tasa de enfriamiento o calentamiento que este acondicionador proporcionará cuando esté operando al aire de la habitación es

a) 4 kJ/s, enfriamiento *b*) 1 kJ/s, enfriamiento
c) 0.25 kJ/s, calentamiento *d*) 1 kJ/s, calentamiento
e) 4 kJ/s, calentamiento

Problemas de diseño y ensayo

6-168 Diseñe una máquina térmica de Carnot con componentes de flujo estable y describa cómo se efectúa en ella el ciclo de Carnot. ¿Qué ocurre cuando se invierten las direcciones de las interacciones de calor y trabajo?

6-169 ¿Quién concibió el concepto de bomba de calor y en qué fecha? ¿Cuándo fue construida la primera bomba de calor y cuándo se produjeron por primera vez en masa?

6-170 Con un termómetro mida la temperatura del compartimiento principal de alimentos de su refrigerador y verifique si se encuentra entre 1 y 4ºC. Además, mida la temperatura del compartimiento del congelador y compruebe si está al valor recomendado de −18ºC.

6-171 Con un cronómetro (o reloj) y un termómetro, realice el siguiente experimento para determinar la tasa de ganancia de calor de su refrigerador. Primero asegúrese de que la puerta del refrigerador no se abra durante unas cuantas horas de modo que se establezcan condiciones estables de operación. Inicie el cronómetro cuando el refrigerador suspenda su funcionamiento y mida el tiempo Δt_1 que permanece apagado antes de volver a funcionar. Luego mida el tiempo Δt_2 que permanece encendido. Observe el hecho de que el calor removido durante Δt_2 es igual a la ganancia de calor del refrigerador durante $\Delta t_1 + \Delta t_2$ y usando la potencia que consume el refrigerador cuando está en operación, determine la tasa promedio de ganancia de calor para su refrigerador, en W. Considere que el COP de su refrigerador es 1.3, si éste no está disponible.

6-172 Diseñe una unidad de hidroenfriamiento que pueda enfriar frutas y vegetales desde 30ºC hasta 5ºC a una tasa de 20 000 kg/h bajo las siguientes condiciones:

La unidad será de tipo inundado, la cual enfriará los productos a medida que son llevados al canal lleno de agua, al que los productos entran por un extremo y se recogen en el otro. El canal puede tener un ancho de 3 m y una altura de 90 cm. El agua circulará y será enfriada por la sección evaporadora de un sistema de refrigeración. La temperatura del refrigerante dentro de los serpentines es de −2ºC, y la del agua no será menor de 1ºC ni mayor de 6ºC.

Suponiendo valores razonables para la densidad, el calor específico y la porosidad (la fracción de volumen de aire en una caja) promedio del producto, recomiende valores razonables para *a*) la velocidad del agua por el canal y *b*) la capacidad del sistema de refrigeración.

Capítulo 7

ENTROPÍA

En el capítulo 6 se introdujo al estudio de la segunda ley de la termodinámica y sus aplicaciones en ciclos y dispositivos cíclicos. En este capítulo, se verán aplicaciones de la segunda ley a procesos. La primera ley de la termodinámica trata con la propiedad *energía* y la conservación de ella; mientras que la segunda define una nueva propiedad llamada *entropía*, la cual es hasta cierto punto abstracta y difícil de describir físicamente sin considerar el estado microscópico del sistema. La entropía se entiende y aprecia mejor estudiando los usos que normalmente se encuentran en los procesos de ingeniería, lo cual se hará a lo largo de este capítulo.

El capítulo empieza con una exposición acerca de la desigualdad de Clausius, un concepto fundamental para definir entropía, y continúa con el principio de incremento de entropía. A diferencia de la energía, la entropía es una propiedad que no se conserva, por lo tanto, *la conservación de entropía* no existe. Luego se exponen y examinan los cambios de entropía durante los procesos para las sustancias puras, las incompresibles, los gases ideales y para una clase especial de procesos idealizados llamados *isentrópicos*. Después se estudia el trabajo de flujo estable reversible y las eficiencias isentrópicas de varios dispositivos de ingeniería como turbinas y compresores. Finalmente, el balance de entropía se introduce y aplica a varios sistemas.

Objetivos

En el capítulo 7, los objetivos son:

- Aplicar la segunda ley de la termodinámica a los procesos.
- Definir una nueva propiedad llamada *entropía* para cuantificar los efectos de la segunda ley.
- Establecer el *principio de incremento de entropía*.
- Calcular los cambios de entropía que tienen lugar durante los procesos para las sustancias puras, las incompresibles y los gases ideales.
- Examinar una clase especial de procesos idealizados, llamados *isentrópicos*, y desarrollar las relaciones de propiedad en éstos.
- Derivar las relaciones de trabajo de flujo estable reversible.
- Desarrollar las eficiencias isentrópicas para varios dispositivos de flujo continuo.
- Introducir y aplicar el balance de entropía a varios sistemas.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 1 EN EL DVD.

7-1 ▪ ENTROPÍA

La segunda ley de la termodinámica conduce frecuentemente a expresiones que involucran desigualdades. Por ejemplo, una máquina térmica irreversible (es decir, real), es menos eficaz que otra reversible que opera entre los mismos dos depósitos de energía térmica. Igualmente, un refrigerador irreversible o una bomba de calor tienen un coeficiente de funcionamiento (COP) más que otro reversible que funciona entre los mismos límites de temperatura. Otra desigualdad importante que tiene mayores consecuencias en la termodinámica es la **desigualdad de Clausius**, establecida por primera vez por el físico alemán R. J. E. Clausius (1822-1888), uno de los fundadores de la termodinámica. Este concepto se expresa como

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

Es decir, *la integral cíclica* de $\delta Q/T$ *siempre es menor o igual a cero*. Esta desigualdad es válida durante todos los ciclos, tanto reversibles como irreversibles. El símbolo $\oint$ (símbolo de integral con un círculo en medio) se usa para indicar que la integración será realizada durante el ciclo entero. Cualquier transferencia de calor hacia o desde un sistema consiste en cantidades diferenciales de transferencia de calor. Entonces la integral cíclica de $\delta Q/T$ puede considerarse como la suma de todas estas cantidades diferenciales de transferencia de calor dividida por la temperatura en la frontera.

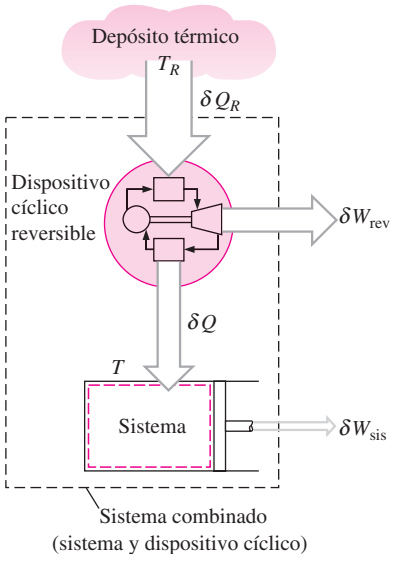


FIGURA 7-1

El sistema considerado en el desarrollo de la desigualdad de Clausius.

Para demostrar la validez de la desigualdad de Clausius, considere un sistema conectado a un depósito de energía térmica con una temperatura termodinámica constante (es decir, absoluta) T_R a través de un dispositivo cíclico *reversible* (Fig. 7-1). El dispositivo cíclico recibe calor δQ_R del depósito y suministra calor δQ al sistema cuya temperatura en esa parte de la frontera es T (una variable) mientras produce trabajo δW_{rev}. El sistema produce trabajo δW_{sis} como resultado de esta transferencia de calor. Si se aplica el balance de energía a los sistemas combinados identificados por las líneas del tablero, se obtiene

$$\delta W_C = \delta Q_R - dE_C$$

donde δW_C es el trabajo total del sistema combinado ($\delta W_{rev} + \delta W_{sis}$) y dE_C es el cambio en la energía total del sistema combinado. Considerando que el dispositivo cíclico es *reversible*, tenemos

$$\frac{\delta Q_R}{T_R} = \frac{\delta Q}{T}$$

donde el signo de δQ es determinado respecto al sistema (positivo si es *hacia* el sistema y negativo si es *desde* el sistema), y el signo de δQ_R es determinado respecto al dispositivo cíclico reversible. Al eliminar δQ_R de las dos relaciones anteriores se obtiene

$$\delta W_C = T_R \frac{\delta Q}{T} - dE_C$$

Ahora, si el sistema experimenta un ciclo mientras el dispositivo cíclico experimenta un número entero de ciclos, entonces la relación precedente se vuelve

$$W_C = T_R \oint \frac{\delta Q}{T}$$

puesto que la integral cíclica de energía (el cambio neto en la energía el cual es una propiedad durante un ciclo) es cero. Aquí W_C es la integral cíclica de δW_C, y representa el trabajo neto durante el ciclo combinado.

Al parecer, el sistema combinado intercambia calor solamente con un depósito de energía térmica mientras involucra (produciendo o consumiendo) trabajo W_C durante un ciclo. Con base en el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda ley, la cual establece que *ningún sistema puede producir una cantidad neta de trabajo mientras opera en un ciclo e intercambia calor con un solo depósito de energía térmica*, se concluye que W_C no puede ser un trabajo de salida y por lo tanto no puede ser una cantidad positiva. Considerando que T_R es la temperatura termodinámica y en consecuencia una cantidad positiva, se tiene

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \qquad \textbf{(7-1)}$$

que es la *desigualdad de Clausius,* la cual es válida para todos los ciclos termodinámicos, reversibles, irreversibles, e incluso los de refrigeración.

Si ninguna irreversibilidad ocurre tanto dentro del sistema como en el dispositivo cíclico reversible, entonces el ciclo experimentado por el sistema combinado es internamente reversible y como tal, puede invertirse. Para un ciclo invertido, todas las cantidades tienen la misma magnitud pero signo opuesto, por consiguiente, en un caso común el trabajo W_C, que podría no ser una cantidad positiva en el caso ordinario, no puede ser una cantidad negativa en el caso inverso. Entonces, $W_{C,\text{int rev}} = 0$ puesto que no puede ser una cantidad positiva o negativa, así

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} = 0 \qquad \textbf{(7-2)}$$

para ciclos internamente reversibles. De ahí se concluye que la igualdad en *la desigualdad de Clausius se cumple para ciclos reversibles total o sólo internamente reversibles, mientras que la desigualdad se mantiene para los irreversibles.*

Con la finalidad de desarrollar una relación para la definición de entropía, examinemos más profundamente la ecuación 7-2, en la cual se tiene una cantidad cuya integral cíclica es cero. Pensemos por un momento qué tipo de cantidades pueden tener esta característica; se sabe que la integral cíclica de *trabajo* no es cero. (Es bueno que así sea, ya que de otro modo, las máquinas térmicas que trabajan en un ciclo, como las centrales generadoras a vapor producirían trabajo neto igual a cero.) Tampoco lo es la integral cíclica de calor.

Considere el volumen ocupado por un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo que experimenta un ciclo, como se muestra en la figura 7-2. Cuando el émbolo vuelve a su posición inicial al final del ciclo, el volumen del gas también vuelve a su valor inicial, de manera que el cambio neto en el volumen durante un ciclo es cero, lo cual se expresa como

$$\oint dV = 0 \qquad \textbf{(7-3)}$$

Es decir, la integral cíclica de volumen (o de cualquier otra propiedad) es cero. Asimismo, una cantidad cuya integral cíclica es cero depende sólo del *estado* y no de la trayectoria del proceso, por lo tanto es una propiedad. En consecuencia, la cantidad $(\delta Q/T)_{\text{int rev}}$ debe representar una propiedad en la forma diferencial.

Clausius comprendió en 1865 que él había descubierto una nueva propiedad termodinámica y decidió nombrarla **entropía**, la cual está designada por S y definida como

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \qquad (\text{kJ/K}) \qquad \textbf{(7-4)}$$

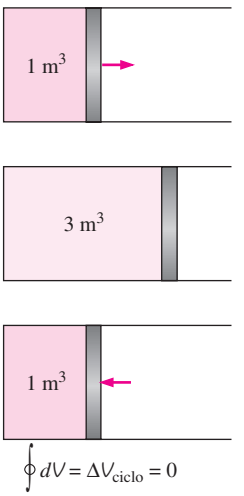


FIGURA 7-2
El cambio neto en el volumen (una propiedad) durante un ciclo siempre es cero.

La entropía es una propiedad extensiva de un sistema y a veces es llamada *entropía total*, mientras que la entropía por unidad de masa s es una propiedad intensiva y tiene la unidad kJ/kg · K. Generalmente, el término *entropía* es usado para referirse a ambas: a la total y a la de por unidad de masa, ya que el contexto normalmente esclarece de cuál se trata.

El cambio de entropía de un sistema durante un proceso puede determinarse integrando la ecuación 7-4 entre los estados inicial y final:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \qquad \text{(kJ/K)} \tag{7-5}$$

Note que realmente se ha definido el *cambio* en la entropía en lugar de la entropía misma, así como se ha definido el cambio en la energía en lugar de la propia energía cuando se analizó la relación de la primera ley. Los valores absolutos de entropía son determinados con base en la tercera ley de la termodinámica expuesta posteriormente en este capítulo. Los ingenieros están normalmente interesados en los *cambios* en la entropía, por consiguiente, a la entropía de una sustancia se le puede asignar un valor cero en algunos estados de referencia arbitrariamente seleccionados, mientras que el valor de entropía para otros estados puede determinarse de la ecuación 7-5 si se elige el estado 1 como el de referencia ($S = 0$) y el 2 como en el que la entropía será determinada.

Para realizar la integración en la ecuación 7-5, es necesario conocer la relación entre Q y T durante un proceso; relación que a menudo no está disponible, además de que la integral en la ecuación 7-5 sólo puede aplicarse para algunos casos. La mayoría de las ocasiones debemos confiar en los datos tabulados para la entropía.

Observe que la entropía es una propiedad y, al igual que las otras propiedades, tiene valores fijos en estados fijos. Por consiguiente, el cambio de entropía ΔS entre dos estados especificados es el mismo sin importar qué trayectoria, reversible o irreversible, se sigue durante un proceso (Fig. 7-3).

También es importante observar que la integral $\delta Q/T$ da el valor de cambio de entropía *sólo si* la integración se efectúa a lo largo de una trayectoria *internamente reversible* entre los dos estados. La integral de $\delta Q/T$ a lo largo de una trayectoria irreversible no es una propiedad y, generalmente, se obtendrán valores diferentes cuando la integración se cumple a lo largo de diferentes trayectorias irreversibles. Por lo tanto, incluso para los procesos irreversibles, el cambio de entropía debe determinarse cumpliendo esta integración a lo largo de alguna trayectoria internamente reversible convencional e *imaginaria* entre los estados especificados.

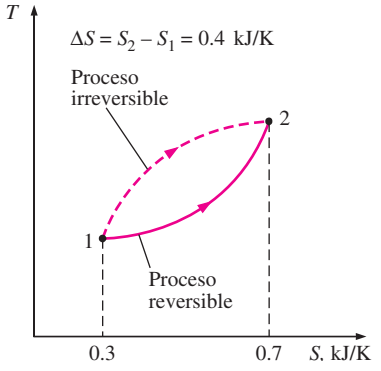


FIGURA 7-3

El cambio de entropía entre dos estados específicos es el mismo si el proceso es reversible o irreversible.

Caso especial: procesos isotérmicos de transferencia de calor internamente reversibles

Recuerde que los procesos isotérmicos de transferencia de calor son internamente reversibles, por lo tanto el cambio de entropía de un sistema durante uno de estos procesos puede determinarse al resolver la integral de la ecuación 7-5:

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T_0}\right)_{\text{int rev}} = \frac{1}{T_0}\int_1^2 (\delta Q)_{\text{int rev}}$$

la cual se reduce a

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0} \qquad \text{(kJ/K)} \tag{7-6}$$

donde T_0 es la temperatura constante del sistema y Q es la transferencia de calor para el proceso internamente reversible. La ecuación 7-6 es particularmente útil para determinar los cambios de entropía de depósitos de energía térmica que pueden absorber o proporcionar calor indefinidamente a una temperatura constante.

Observe que el cambio de entropía de un sistema durante un proceso isotérmico internamente reversible puede ser positivo o negativo, dependiendo de la dirección de la transferencia de calor. La transferencia de calor hacia un sistema aumenta la entropía de éste, mientras que la transferencia de calor desde un sistema la disminuye. De hecho, la pérdida de calor es la única manera en que es posible disminuir la entropía de un sistema.

EJEMPLO 7-1 **Cambio de entropía durante un proceso isotérmico**

Un dispositivo compuesto por cilindro-émbolo contiene una mezcla de líquido y vapor de agua a 300 K. Durante un proceso a presión constante se transfieren al agua 750 kJ de calor. Como resultado, la parte líquida en el cilindro se vaporiza. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso.

Solución El calor se transfiere a una mezcla de líquido y vapor de agua contenidos en un dispositivo de cilindro-émbolo que se halla a presión constante. Se determinará el cambio de entropía del agua.

Suposiciones Ninguna irreversibilidad ocurre dentro de las fronteras del sistema durante el proceso.

Análisis Se considera como sistema la *totalidad del agua* (líquido + vapor) dentro del cilindro (Fig. 7-4). Se trata de un *sistema cerrado* puesto que ninguna masa atraviesa la frontera del sistema durante el proceso. Se observa que la temperatura del sistema permanece constante a 300 K durante este proceso porque la temperatura de una sustancia pura permanece constante en el valor de saturación durante un proceso de cambio de fase a presión constante.

El sistema experimenta un proceso isotérmico internamente reversible, y así su cambio en la entropía puede determinarse directamente de la ecuación 7-6

$$\Delta S_{\text{sis,isotérmico}} = \frac{Q}{T_{\text{sis}}} = \frac{750\ \text{kJ}}{300\ \text{K}} = \mathbf{2.5\ kJ/K}$$

Explicación Como se esperaba, el cambio de entropía del sistema es positivo, porque la transferencia de calor es *hacia* el sistema.

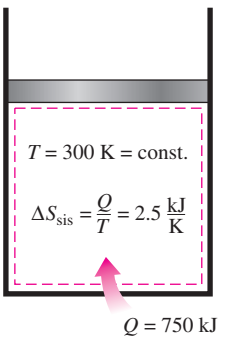


FIGURA 7-4
Esquema para el ejemplo 7-1.

7-2 ▪ EL PRINCIPIO DEL INCREMENTO DE ENTROPÍA

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 2 EN EL DVD.

Considere un ciclo conformado por dos procesos: el proceso 1-2 que es arbitrario (reversible o irreversible), y el 2-1, el cual es internamente reversible, como se muestra en la figura 7-5. De la desigualdad de Clausius,

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \le 0$$

o

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{int rev}} \le 0$$

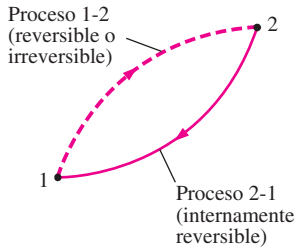


FIGURA 7-5

Un Ciclo compuesto por un proceso reversible y otro irreversible.

La segunda integral en la relación anterior es reconocida como el cambio de entropía $S_1 - S_2$. Por consiguiente,

$$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_1 - S_2 \leq 0$$

la cual puede reordenarse como

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \tag{7-7}$$

También puede expresarse en forma diferencial como

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \tag{7-8}$$

donde la igualdad se cumple para un proceso internamente reversible y la desigualdad para uno irreversible. De estas ecuaciones se puede concluir que el cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible es mayor que la integral de $\delta Q/T$ evaluada para ese proceso. En el restrictivo caso de un proceso reversible, estas dos cantidades se vuelven iguales. Es necesario enfatizar que en estas relaciones T es la *temperatura termodinámica* en la *frontera* donde el calor diferencial que δQ se transfiere entre el sistema y los alrededores.

La cantidad $\Delta S = S_2 - S_1$ representa el *cambio de entropía* del sistema. Para un proceso reversible, se vuelve igual a $\int_1^2 \delta Q/T$, que representa la *transferencia de entropía* con calor.

El signo de la desigualdad en las relaciones precedentes es un constante recordatorio de que el cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso irreversible siempre es mayor que la transferencia de entropía. Es decir, alguna entropía es *generada* o *creada* durante un proceso irreversible, y esta generación se debe completamente a la presencia de irreversibilidades. La entropía generada durante un proceso se llama **generación de entropía** y se denota por S_{gen}. Como la diferencia entre el cambio de entropía de un sistema cerrado y la transferencia de entropía es igual a la generación de entropía, la ecuación 7-7 puede volverse a escribir como una igualdad

$$\Delta S_{sis} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{Q}{T} + S_{gen} \tag{7-9}$$

Observe que la generación de entropía S_{gen} siempre es una cantidad *positiva* o cero. Su valor depende del proceso, así que *no* es una propiedad del sistema. También, en la ausencia de cualquier transferencia de entropía, el cambio de entropía de un sistema es igual a la generación de entropía.

La ecuación 7-7 tiene implicaciones de largo alcance en termodinámica. Para un sistema aislado (o simplemente un sistema cerrado adiabático), la transferencia de calor es cero y la ecuación 7-7 se reduce a

$$\Delta S_{aislado} \geq 0 \tag{7-10}$$

Esta ecuación expresa que *la entropía de un sistema aislado durante un proceso siempre se incrementa o, en el restrictivo caso de un proceso reversible, permanece constante.* En otros términos, *nunca* disminuye. Esto es conocido como el **principio de incremento de entropía**. Note que en la ausencia de cualquier transferencia de calor, el cambio de entropía solamente se debe a la irreversibilidad y su efecto es siempre incrementar la entropía.

La entropía es una propiedad extensiva, por lo tanto la entropía total de un sistema es igual a la suma de las entropías de las partes del sistema. Un sistema aislado puede estar compuesto de cualquier número de subsistemas (Fig. 7-6), por ejemplo, un sistema y sus alrededores constituyen un sistema aislado porque los dos pueden hallarse encerrados por un límite arbitrario suficientemente grande en el cual no hay calor, trabajo, o transferencia de masa (Fig. 7-7). Por consiguiente, es posible considerar a un sistema y sus alrededores como dos subsistemas de un sistema aislado, y el cambio de entropía de éste durante un proceso resulta de la suma de los cambios de entropía del sistema y sus alrededores, la cual es igual a la generación de entropía porque un sistema aislado no involucra transferencia de entropía. Es decir,

$$S_{\text{generada}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{alrededores}} \geq 0 \qquad \textbf{(7-11)}$$

donde la igualdad se cumple para los procesos reversibles y la desigualdad para los irreversibles. Observe que ΔS_{alr} designa el cambio en entropía de los alrededores como resultado de la ocurrencia del proceso bajo consideración.

Como ningún proceso real es verdaderamente reversible, es posible concluir que alguna entropía se genera durante un proceso y por consiguiente la entropía del universo, la cual puede considerarse como un sistema aislado, está incrementándose continuamente. El proceso es más irreversible entre más grande sea la entropía generada durante dicho proceso. Ninguna entropía se genera durante los procesos reversibles ($S_{\text{gen}} = 0$).

El incremento de entropía del universo no sólo es de importante interés para los ingenieros, también lo es para filósofos, teólogos, economistas y activistas ecológicos puesto que la entropía es visualizada como una medida de desorden (o "confusión") en el universo.

El principio de incremento de entropía no implica que la de un sistema no pueda disminuir. El cambio de entropía de un sistema *puede* ser negativo durante un proceso (Fig. 7-8), pero la generación de entropía no. El principio de incremento de entropía puede resumirse como sigue:

$$S_{\text{gen}} \begin{cases} > 0 & \text{proceso irreversible} \\ = 0 & \text{proceso reversible} \\ < 0 & \text{proceso imposible} \end{cases}$$

Esta relación sirve como un criterio decisivo si un proceso es reversible, irreversible o imposible.

Las cosas en la naturaleza tienden a cambiar hasta que logran un estado de equilibrio. El principio de incremento de entropía dicta que la entropía de un sistema aislado aumenta hasta que su entropía alcanza un valor *máximo*. Se dice que el sistema ha alcanzado un estado de equilibrio porque el principio de incremento de entropía en ese punto prohíbe al sistema sufrir cualquier cambio de estado que produzca una disminución en la entropía.

Algunos comentarios sobre la entropía

A la luz de las anteriores exposiciones, se obtienen las siguientes conclusiones:

1. Los procesos sólo pueden ocurrir en una *cierta* dirección, no en *cualquiera*. Un proceso debe proceder en la dirección que obedece el principio de incremento de entropía, es decir, $S_{\text{gen}} \geq 0$. Un proceso que viola este principio es imposible. Este principio obliga a menudo a las reacciones químicas a detenerse antes de completarse.

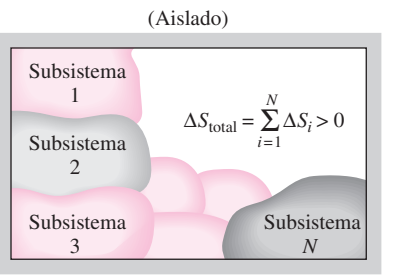


FIGURA 7-6
El cambio de entropía de un sistema aislado es la suma de los cambios de entropía de sus componentes, y nunca es menor que cero.

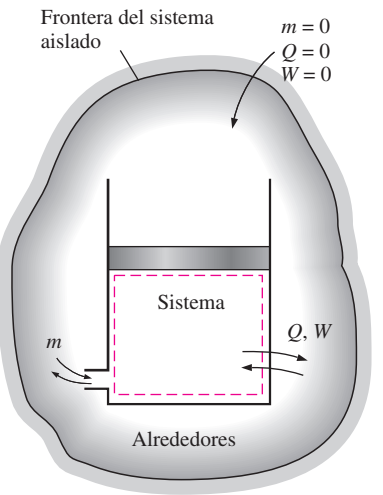
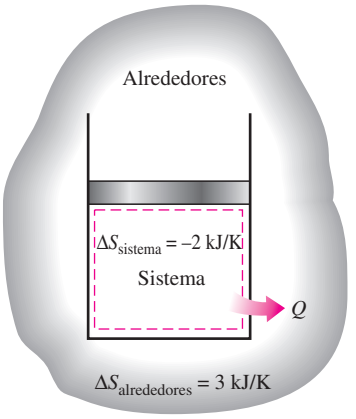


FIGURA 7-7
Un sistema y sus alrededores forman un sistema aislado.



$S_{generada} = \Delta S_{total} = \Delta S_{sistema} + \Delta S_{alrededores} =$

FIGURA 7-8

El cambio de entropía de un sistema puede ser negativo, pero la generación de entropía no.

2. La entropía es una *propiedad que no se conserva,* por lo tanto *no* existe algo como *el principio de conservación de la entropía*. Ésta se conserva sólo durante el proceso reversible idealizado y se incrementa durante *todos* los procesos reales.
3. El desempeño de los sistemas de ingeniería es degradado por la presencia de irreversibilidades; y la *generación de entropía* es una medida de las magnitudes de irreversibilidad presente durante ese proceso. A mayor magnitud de irreversibilidad, mayor generación de entropía. Por consiguiente, la generación de entropía puede usarse como una medida cuantitativa de irreversibilidad asociada al proceso, y para establecer el criterio a emplearse en el diseño de dispositivos. Este punto se ilustra a continuación, en el ejemplo 7-2.

EJEMPLO 7-2 Generación de entropía durante los procesos de transferencia de calor

Una fuente de calor a 800 K pierde 2 000 kJ de calor hacia un sumidero a *a*) 500 K y *b*) 750 K. Determine qué proceso de transferencia de calor es más irreversible.

Solución El calor se transfiere de una fuente de calor hacia dos sumideros de calor con diferentes temperaturas. Se determinará el proceso de transferencia de calor más irreversible.

Análisis Un bosquejo de los depósitos se muestra en la figura 7-9; ambos casos involucran la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, por lo tanto los dos son irreversibles. La magnitud de irreversibilidad asociada con cada proceso puede ser determinada calculando el cambio de entropía total para cada caso. El cambio de entropía total para un proceso de transferencia de calor que involucra dos depósitos (una fuente y un sumidero) es la suma de los cambios de entropía de cada depósito, dado que ambos forman un sistema adiabático.

¿Realmente lo forman? La exposición del problema da la impresión que los dos depósitos están en contacto directo durante el proceso de transferencia de calor, pero esto no puede ser así porque la temperatura en un punto puede tener sólo un valor y por lo tanto no puede ser de 800 K en uno de los lados del punto de contacto y de 500 K en el otro. Dicho de otra manera, la función de temperatura no puede tener un salto de discontinuidad. Entonces, es razonable asumir que ambos depósitos están separados por una división a través de la cual las caídas de temperatura son de 800 K en un lado, y 500 K (o 750 K) en el otro. Por consiguiente, el cambio de entropía de la división también debe ser considerado al evaluar el cambio de entropía total para este proceso. Sin embargo, si se toma en cuenta que la entropía es una propiedad y los valores de éstas dependen del estado de un sistema, se puede sostener que el cambio de entropía de la división es cero porque dicha división parece haber sufrido un proceso *estable*, de manera que no experimentó cambio en sus propiedades en cualquier punto. Este argumento se basa en el hecho de que la temperatura en ambos lados de la división —y por lo tanto por todas partes– permanece constante durante este proceso. Por consiguiente, se justifica asumir que $\Delta S_{división} = 0$ dado que la entropía (así como la energía) contenida de la división permanece constante durante el proceso.

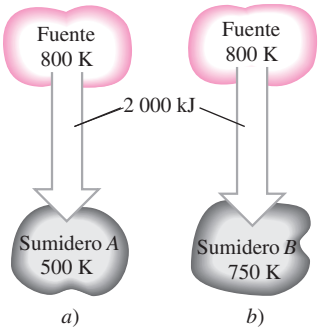


FIGURA 7-9

Esquema para el ejemplo 7-2.

El cambio de entropía para cada depósito puede determinarse de la ecuación 7-6, ya que cada depósito sufre un proceso isotérmico internamente reversible. *a*) Para el proceso de transferencia de calor a un sumidero a 500 K:

$$\Delta S_{\text{fuente}} = \frac{Q_{\text{fuente}}}{T_{\text{fuente}}} = \frac{-2\,000\ \text{kJ}}{800\ \text{K}} = -2.5\ \text{kJ/K}$$

$$\Delta S_{\text{sink}} = \frac{Q_{\text{sumidero}}}{T_{\text{sumidero}}} = \frac{2\,000\ \text{kJ}}{500\ \text{K}} = +4.0\ \text{kJ/K}$$

y

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{fuente}} + \Delta S_{\text{sumidero}} = (-2.5 + 4.0)\ \text{kJ/K} = \mathbf{1.5\ kJ/I}$$

Así, 1.5 kJ/K de entropía es generada durante este proceso. Como ambos depósitos han sufrido procesos internamente reversibles, la generación entera de entropía tuvo lugar en la división.

b) Si se repiten los cálculos del inciso *a*) para una temperatura de 750 K en el sumidero, obtenemos

$$\Delta S_{\text{fuente}} = -2.5\ \text{kJ/k}$$

$$\Delta S_{\text{sumidero}} = +2.7\ \text{kJ/K}$$

y

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = (-2.5 + 2.7)\ \text{kJ/K} = \mathbf{0.2\ kJ/K}$$

El cambio de entropía total para el proceso presentado en el inciso *b*) es menor y por lo tanto menos irreversible. De esto se espera entonces que el proceso en *b*) involucre una diferencia de temperatura menor y una irreversibilidad menor.

Explicación Las irreversibilidades asociadas con ambos procesos podrían ser eliminadas con una máquina térmica Carnot que opere entre la fuente y el sumidero. En este caso puede demostrarse que el $\Delta S_{\text{total}} = 0$.

7-3 ▪ CAMBIO DE ENTROPÍA DE SUSTANCIAS PURAS

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 3 EN EL DVD.

La entropía es una propiedad, por lo tanto el valor de la entropía de un sistema se establece una vez fijado el estado de éste. Las dos propiedades independientes intensivas fijan el estado de un sistema compresible simple, así como los valores de la entropía y otras propiedades en ese estado. Es posible expresar en términos de otras propiedades el cambio de la entropía de una sustancia, empezando por su relación definida (véase Secc. 7-7). Pero en general estas relaciones son demasiado complicadas e imprácticas para cálculos manuales; por lo tanto, con el uso de un estado de referencia adecuado las entropías de sustancias se evalúan a partir de los datos de propiedad medibles siguiendo los cálculos más complicados, para después clasificar los resultados de la misma forma en que se hace con otras propiedades como v, u, y h (Fig. 7-10).

Los valores de entropía en las tablas de propiedades se ofrecen respecto a un estado de referencia arbitrario. En las tablas de vapor, a la entropía de líquido saturado s_f a 0.01°C se le asigna el valor de cero, y para el refrigerante 134a, el valor cero es asignado al líquido saturado a −40°C. Los valores de entropía se vuelven negativos a temperaturas inferiores al valor de referencia.

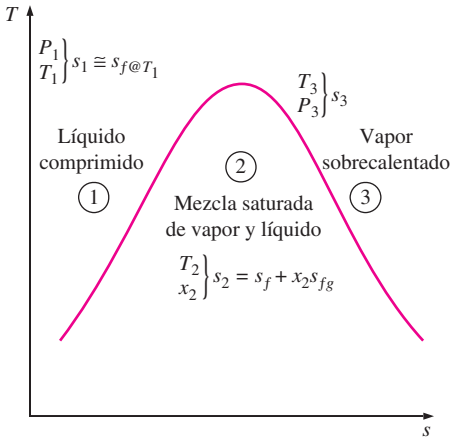


FIGURA 7-10

La entropía de una sustancia pura se determina a partir de las tablas (igual que con otras propiedades).

El valor de la entropía en un estado específico se determina del mismo modo que se hace para cualquier otra propiedad. En las regiones del líquido comprimido y de vapor sobrecalentado, los valores pueden obtenerse directamente de las tablas de estado especificado, mientras que para la región de la mezcla saturada, se determina a partir de

$$s = s_f + xs_{fg} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

donde x es la calidad, y los valores s_f y s_{fg} se listan en las tablas de saturación. En ausencia de datos para líquidos comprimidos, la entropía de éstos se aproxima por la entropía del líquido saturado a la temperatura dada:

$$s_{@\,T\,P} \cong s_{f\,@\,T} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

Durante un proceso, el cambio de entropía de una masa especificada m (un sistema cerrado) simplemente es

$$\Delta S = m\Delta s = m(s_2 - s_1) \qquad (\text{kJ/K}) \qquad \textbf{(7-12)}$$

la cual es la diferencia entre los valores de entropía en los estados inicial y final.

Al estudiar aspectos de la segunda ley para procesos, la entropía normalmente se usa como una coordenada en diagramas *T-s* y *h-s*. Las características generales del diagrama *T-s* para sustancias puras se muestra en la figura 7-11, en el que se usan datos para el agua. En este diagrama, las líneas de volumen constante se precipitan más que las de presión constante, las cuales a su vez son paralelas a las de temperatura constante en la región de mezcla saturada de líquido-vapor. Asimismo, las líneas de presión constante casi coinciden con la línea de líquido saturado en la región de líquido comprimido.

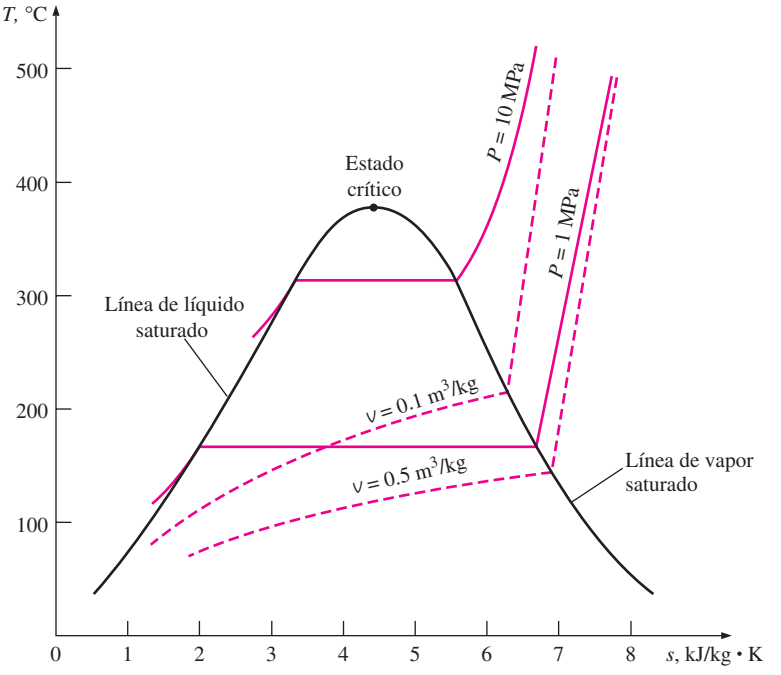


FIGURA 7-11

Esquema del diagrama *T-s* para el agua.

EJEMPLO 7-3 Cambio de entropía de una sustancia en un recipiente

Un recipiente rígido contiene inicialmente 5 kg de refrigerante 134a a 20°C y 140 kPa, la sustancia se enfría mientras es agitado hasta que su presión disminuye a 100 kPa. Determine el cambio de entropía del refrigerante durante este proceso.

Solución El refrigerante contenido en un recipiente rígido se enfría mientras es agitado. Se determinará el cambio de entropía del refrigerante.

Suposiciones El volumen del recipiente es constante, por lo tanto $v_2 = v_1$.

Análisis El refrigerante en el recipiente se considera como el *sistema* (Fig. 7-12), el cual es un *sistema cerrado* porque durante el proceso ninguna masa cruza su frontera. Se observa que el cambio en la entropía de una sustancia a lo largo del proceso simplemente es la diferencia entre el valor de entropía entre los estados inicial y final. El inicial está completamente especificado.

Si se considera que el volumen específico permanece constante durante el proceso, las propiedades del refrigerante en ambos estados son

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{array}{l} P_1 = 140\ \text{kPa} \\ T_1 = 20°\text{C} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} s_1 = 1.0624\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \\ v_1 = 0.16544\ \text{m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{array}{l} P_2 = 100\ \text{kPa} \\ (v_2 = v_1) \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} v_f = 0.0007259\ \text{m}^3/\text{kg} \\ v_g = 0.19254\ \text{m}^3/\text{kg} \end{array}$$

En el estado final el refrigerante es una mezcla saturada de líquido y vapor, puesto que $v_f < v_2 < v_g$ a 100 kPa de presión. Por consiguiente, se necesita determinar primero la calidad:

$$x_2 = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.16544 - 0.0007259}{0.19254 - 0.0007259} = 0.859$$

Por lo tanto,

$$s_2 = s_f + x_2 s_{fg} = 0.07188 + (0.859)(0.87995) = 0.8278\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Entonces, el cambio de entropía del refrigerante durante este proceso es

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) = (5\ \text{kg})(0.8278 - 1.0624)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$
$$= \mathbf{-1.173\ kJ/K}$$

Explicación El signo negativo indica que durante este proceso la entropía del sistema está disminuyendo, pero esto no es una violación de la segunda ley porque la *generación de entropía* S_{gen} no puede ser negativa.

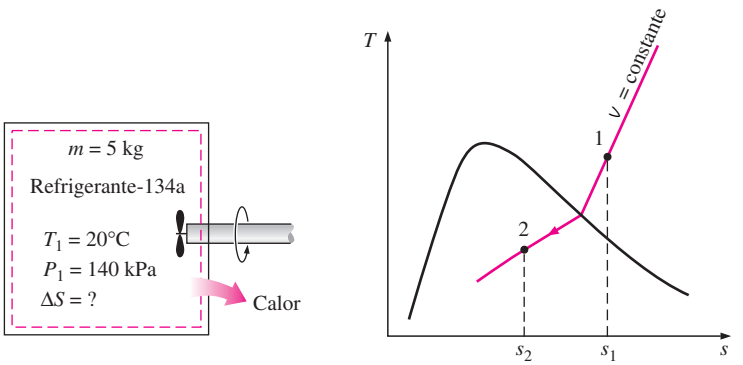


FIGURA 7-12
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-3.

EJEMPLO 7-4 Cambio de entropía durante un proceso a presión constante

Inicialmente, un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 3 lbm de agua líquida a 20 psia y 70°F. El agua está ahora caliente a una presión constante por la adición de 3 450 Btu de calor. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso.

Solución Se calienta agua líquida a presión constante en un dispositivo de cilindro-émbolo. Se determinará el cambio de entropía del agua.

Suposiciones **1** El recipiente es estacionario y por lo tanto los cambios de energía cinéticos y potenciales son cero, $\Delta KE = \Delta PE = 0$. **2** El proceso está en cuasiequilibrio. **3** La presión permanece constante durante el proceso y por lo tanto $P_2 = P_1$.

Análisis Se toma al agua contenida en el cilindro como el *sistema* (Fig. 7-13), el cual es un *sistema cerrado* porque durante el proceso ninguna masa cruza sus fronteras. Se observa que un dispositivo de cilindro-émbolo involucra una frontera móvil, y por lo tanto también un trabajo de frontera W_b. También, se transfiere calor al sistema.

En el estado inicial, el agua existe como un líquido comprimido porque su presión es mayor que la saturación de 0.3632 psia a 70°F. Si se supone al líquido comprimido como un líquido saturado a la temperatura dada, las propiedades en el estado inicial son

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{aligned} P_1 &= 20\ \text{psia} \\ T_1 &= 70^\circ\text{F} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} s_1 &\cong s_{f\,@\,70^\circ\text{F}} = 0.07459\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R} \\ h_1 &\cong h_{f\,@\,70^\circ\text{F}} = 38.08\ \text{Btu/lbm} \end{aligned}$$

Por lo tanto, en el estado final la presión es todavía de 20 psia, pero es necesaria una propiedad más para fijar el estado, la cual se determina por el balance de energía,

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{mediante calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{entrada}} - W_b &= \Delta U \\ Q_{\text{entrada}} &= \Delta H = m(h_2 - h_1) \\ 3\,450\ \text{Btu} &= (3\ \text{lbm})(h_2 - 38.08\ \text{Btu/lbm}) \\ h_2 &= 1\,188.1\ \text{Btu/lbm} \end{aligned}$$

como $\Delta U + W_b = \Delta H$ para un proceso en cuasiequilibrio a presión constante. Entonces,

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{aligned} P_2 &= 20\ \text{psia} \\ h_2 &= 1188.1\ \text{Btu/lbm} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} s_2 &= 1.7761\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R} \\ &\text{(Tabla A-6E, interpolación)} \end{aligned}$$

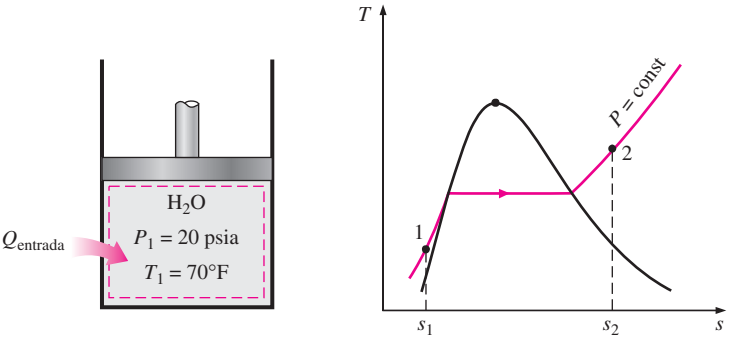


FIGURA 7-13
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-4.

Por consiguiente, el cambio de entropía del agua durante este proceso es

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) = (3\ \text{lbm})(1.7761 - 0.07459)\ \text{Btu/lbm} \cdot \text{R}$$
$$= \mathbf{5.105\ Btu/R}$$

7-4 ▪ PROCESOS ISENTRÓPICOS

Antes se mencionó que la entropía de una masa fija puede cambiarse por 1) la transferencia de calor y 2) las irreversibilidades; entonces, la entropía de una masa fija no cambia durante un proceso que es *internamente reversible* y *adiabático* (Fig. 7-14). Un proceso en el que la entropía se mantiene constante es un **proceso isentrópico**, el cual se caracteriza por

$$\textit{Proceso isentrópico:} \qquad \Delta s = 0 \quad \text{o} \quad s_2 = s_1 \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \qquad \textbf{(7-13)}$$

Es decir, una sustancia tendrá el mismo valor de entropía tanto al final del proceso como al inicio si el proceso se lleva a cabo de una manera isentrópica.

Muchos sistemas o dispositivos de ingeniería como bombas, turbinas, toberas y difusores son esencialmente adiabáticos en su funcionamiento, y tienen mejor desempeño cuando se minimizan las irreversibilidades, como la fricción asociada al proceso. Un proceso isentrópico puede servir como un modelo apropiado para los procesos reales, además de permitirnos definir las eficiencias para procesos al comparar el desempeño real de estos dispositivos con el desempeño bajo condiciones idealizadas.

Es importante reconocer que un proceso *adiabático reversible* necesariamente es isentrópico ($s_2 = s_1$), pero uno *isentrópico* no es necesariamente un proceso adiabático reversible (por ejemplo, el incremento de entropía de una sustancia durante un proceso, como resultado de irreversibilidades, puede compensarse con una disminución en la entropía como resultado de las pérdidas de calor). Sin embargo, el término *proceso isentrópico* se usa habitualmente en termodinámica para referirse a un proceso *adiabático internamente reversible*.

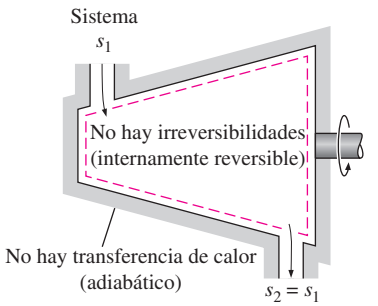


FIGURA 7-14
Durante un proceso adiabático internamente reversible (isentrópico), la entropía permanece constante.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 4 EN EL DVD.

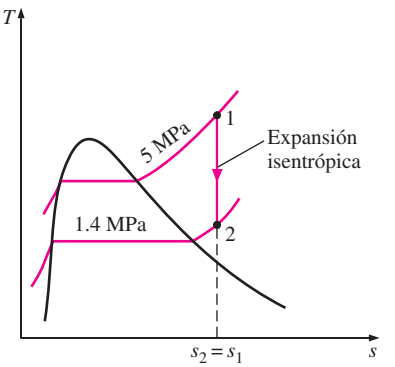
EJEMPLO 7-5 Expansión isentrópica de vapor en una turbina

En una turbina adiabática entra vapor a 5 MPa y 450°C; y sale a una presión de 1.4 MPa. Determine el trabajo de salida de la turbina por unidad de masa de vapor si el proceso es reversible.

Solución De una manera reversible, el vapor se expande en una turbina adiabática a una presión especificada. Se determinará el trabajo de salida de la turbina.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con respecto al tiempo en cualquier punto, por lo tanto $\Delta m_{CV} = 0$, $\Delta E_{CV} = 0$, y $\Delta S_{CV} = 0$. **2** El proceso es reversible. **3** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **4** La turbina es adiabática, por lo tanto no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma la *turbina* como el sistema (Fig. 7-15), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza las fronteras del sistema durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.



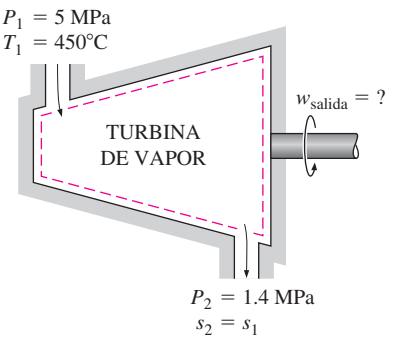


FIGURA 7-15
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-5.

La potencia de salida de la turbina es determinada a partir de la tasa del balance de energía,

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\text{Transferencia neta de energía mediante calor, trabajo y masa}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\text{Cambio de energías interna, cinética, potencial, etcétera}} \overset{0 \text{ (estable)}}{\nearrow} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{\text{salida}} + \dot{m}h_2 \qquad (\text{desde } \dot{Q} = 0, \text{ ke} \cong \text{ pe} \cong 0)$$

$$\dot{W}_{\text{salida}} = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

El estado a la entrada está completamente especificado, ya que se dan dos propiedades, pero sólo una de éstas (la presión) se da en el estado final y es necesario una más para fijar el estado. La segunda propiedad se obtiene al observar que el proceso es reversible y adiabático, y por lo tanto isentrópico. Así, $s_2 = s_1$, y

Estado 1:

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= 5 \text{ MPa} \\ T_1 &= 450^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_1 &= 3317.2 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= 6.8210 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

Estado 2:

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 1.4 \text{ MPa} \\ s_2 &= s_1 \end{aligned}\right\} \quad h_2 = 2\,967.4 \text{ kJ/kg}$$

Entonces, el trabajo de salida de la turbina por unidad de masa de vapor se convierte en

$$w_{\text{salida}} = h_1 - h_2 = 3\,317.2 - 2\,967.4 = \mathbf{349.8 \text{ kJ/kg}}$$

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 5 EN EL DVD.

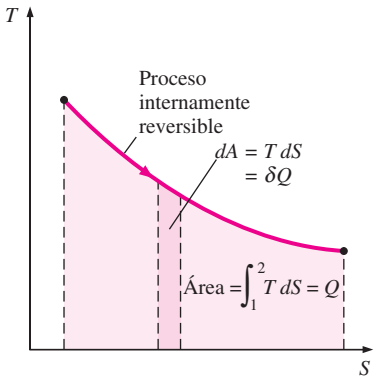


FIGURA 7-16

En un diagrama *T-S*, el área bajo la curva representa la transferencia de calor para un proceso internamente reversible.

7-5 ▪ DIAGRAMAS DE PROPIEDADES QUE INVOLUCRAN A LA ENTROPÍA

Los diagramas de propiedad proporcionan gran ayuda visual en el análisis termodinámico de los procesos. En los capítulos anteriores hemos usado extensivamente diagramas *P-v* y *T-v* junto con la primera ley de la termodinámica. Para el análisis de la segunda ley es muy útil trazar los procesos en diagramas en los que una de las coordenadas es la entropía. Los dos diagramas normalmente usados en este tipo de análisis son los diagramas de *temperatura-entropía* y *entalpía-entropía*.

Retome la ecuación que define la entropía (Ec. 7-4), la cual puede reestructurarse como

$$\delta Q_{\text{int rev}} = T\,dS \qquad (\text{kJ}) \tag{7-14}$$

como se muestra en la figura 7-16, $\delta Q_{\text{int rev}}$ corresponde a un área diferencial en un diagrama *T-S*. La transferencia total de calor durante un proceso internamente reversible es determinado por la siguiente integración

$$Q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T\,dS \qquad (\text{kJ}) \tag{7-15}$$

que corresponde al área bajo la curva del proceso en un diagrama *T-S*. Por consiguiente, se concluye que *el área bajo la curva del proceso en un diagrama T-S representa la transferencia de calor durante un proceso internamente reversible*. Esto es algo análogo al trabajo de frontera reversible que se repre-

senta por el área bajo la curva del proceso en un diagrama *P-V*. Observe que dicha área representa la transferencia de calor para procesos que son internamente (o totalmente) reversibles. Esta área no tiene ningún significado para los procesos irreversibles.

Las ecuaciones 7-14 y 7-15 también pueden expresarse por unidad de masa como

$$\delta q_{\text{int rev}} = T\,ds \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{7-16}$$

y

$$q_{\text{int rev}} = \int_1^2 T\,ds \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{7-17}$$

Para resolver las integrales en las ecuaciones 7-15 y 7-17 se necesita saber la relación entre T y s durante un proceso. Un caso especial en el cual éstas pueden solucionarse fácilmente es el *proceso isotérmico internamente reversible*, del que se obtiene

$$Q_{\text{int rev}} = T_0\,\Delta S \qquad (\text{kJ}) \tag{7-18}$$

o

$$q_{\text{int rev}} = T_0\,\Delta s \qquad (\text{kJ/kg}) \tag{7-19}$$

donde T_0 es la temperatura constante y ΔS es el cambio de entropía del sistema durante el proceso.

Un proceso isentrópico en un diagrama *T-s* se reconoce fácilmente como un *segmento de línea vertical*, porque un proceso de este tipo no incluye transferencia de calor y por consiguiente el área bajo la trayectoria del proceso debe ser cero (Fig. 7-17). El diagrama *T-s* es una valiosa herramienta para visualizar los aspectos de la segunda ley para procesos y ciclos, por lo que se usa frecuentemente en termodinámica. El diagrama *T-s* del agua se da en el apéndice en la figura A-9.

Otro diagrama muy usado en ingeniería es el de entalpía-entropía, bastante valioso en el análisis de dispositivos de flujo estable como turbinas, compresores y toberas. Las coordenadas de un diagrama *h-s* representan dos propiedades de primordial interés: entalpía, una propiedad primaria en el análisis de la primera ley de los dispositivos de flujo estable, y entropía, propiedad que explica las irreversibilidades durante los procesos adiabáticos. Al analizar el flujo estable de vapor a través de una turbina adiabática, por ejemplo, la distancia vertical entre los estados a la entrada y a la salida Δh es una medida del trabajo de salida de la turbina, mientras que la distancia horizontal Δs es una medida de las irreversibilidades asociadas con el proceso (Fig. 7-18).

El diagrama *h-s* también es llamado **diagrama de Mollier** en honor al científico alemán R. Mollier (1863-1935). Se ofrece un diagrama de este tipo en la figura A-10 del apéndice para vapor.

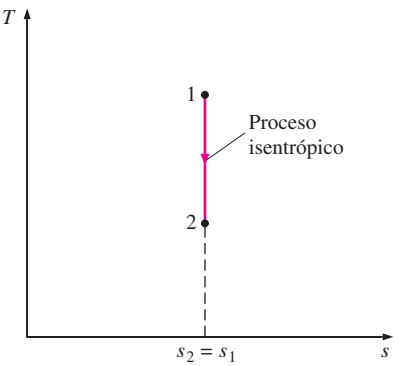


FIGURA 7-17

En un diagrama *T-s*, el proceso isentrópico aparece como un segmento de la línea *vertical*.

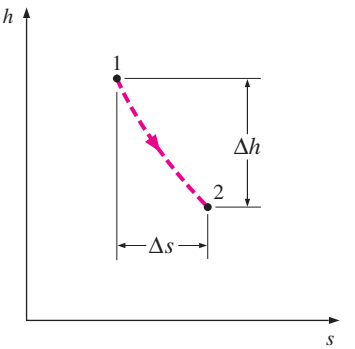


FIGURA 7-18

Para los dispositivos de flujo adiabático estable, la distancia vertical Δh en un diagrama *h-s* es una medida de trabajo y la distancia horizontal Δs es una medida para irreversibilidades.

EJEMPLO 7-6 Diagrama *T-S* del ciclo de Carnot

Muestre el ciclo de Carnot en un diagrama *T-S* e indique las áreas que representan el calor suministrado Q_H, el desechado Q_L y el trabajo neto de salida $W_{\text{neto,salida}}$ en este diagrama.

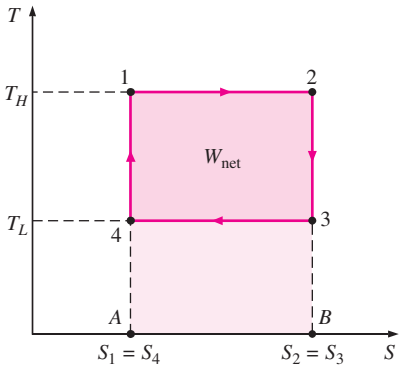


FIGURA 7-19
Diagrama *T-S* de un ciclo de Carnot (ejemplo 7-6).

Solución En un diagrama *T-S* se mostrará el ciclo de Carnot, y las áreas que representan Q_H, Q_L y $W_{neto,salida}$ serán indicadas.

Análisis Recuerde que el ciclo de Carnot está formado por dos procesos isotérmicos reversibles (T = constante) y otros dos isentrópicos (s = constante); los cuatro forman un rectángulo en un diagrama *T-S*, como se muestra en la figura 7-19.

En un diagrama T-S el área bajo la curva del proceso representa la transferencia de calor para ese proceso, por lo tanto el área A12B representa Q_H, el área A43B representa Q_L y la diferencia entre ambas (área sombreada) representa el trabajo neto porque

$$W_{neto,salida} = Q_H - Q_L$$

Así, el área encerrada por la trayectoria de un ciclo (área 1 234) en un diagrama *T-S* representa el trabajo neto. Recuerde que esta misma área también representa el trabajo neto sobre un diagrama *P-V*.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 6 EN EL DVD.

7-6 ▪ ¿QUÉ ES LA ENTROPÍA?

De la exposición anterior queda claro que la entropía es una propiedad útil y una valiosa herramienta en el análisis de la segunda ley en los dispositivos de ingeniería, pero esto no significa que sabemos y entendemos bien la entropía. De hecho, no podemos dar una respuesta adecuada a la pregunta ¿qué es la entropía? Sin embargo, describir la entropía en su totalidad no tiene nada que ver con su utilidad. No es posible definir *energía*, pero esto no interfiere con nuestra comprensión de las transformaciones de energía y su principio de conservación. Se admite que entropía no es una palabra común como lo es energía, pero con el uso continuo se alcanza una comprensión más profunda y una mayor apreciación. El estudio que sigue debe verter alguna luz en el significado físico de entropía, considerando la naturaleza microscópica de la materia.

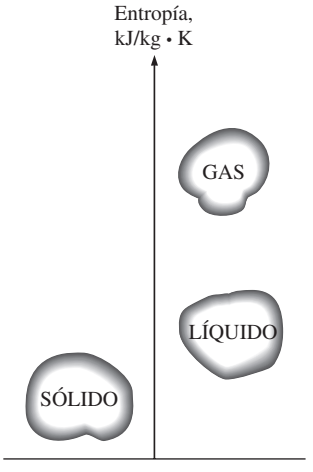


FIGURA 7-20
El nivel de desorden molecular (entropía) de una sustancia aumenta cuando ésta se funde o evapora.

La entropía puede verse como una medida de *desorden molecular*, o *aleatoriedad molecular*. Cuando un sistema se vuelve más desordenado, las posiciones de las moléculas son menos predecibles y la entropía aumenta, de ahí que no sorprenda que la entropía de una sustancia sea más baja en la fase sólida y más alta en la gaseosa (Fig. 7-20). En la sólida, las moléculas de una sustancia oscilan continuamente en sus posiciones de equilibrio, pero les es imposible moverse unas respecto de las otras, por lo que su posición puede predecirse en cualquier momento con certeza. Sin embargo, en la gaseosa las moléculas se mueven al azar, chocan entre sí y cambian de dirección, lo cual hace sumamente difícil predecir con precisión el estado microscópico de un sistema en cualquier instante. Asociado a este caos molecular se encuentra un valor alto de entropía.

Desde un punto de vista microscópico (a partir de la perspectiva de la termodinámica estadística), un sistema aislado que parece estar en equilibrio puede exhibir un nivel alto de actividad debido al movimiento incesante de las moléculas. A cada estado de equilibrio macroscópico corresponde un gran número de posibles estados microscópicos o configuraciones moleculares; entonces la entropía de un sistema se relaciona con el número total de esos

estados posibles de ese sistema y es llamada *probabilidad termodinámica p*, por la **relación de Boltzmann**, que se expresa como

$$S = k \ln p \qquad \textbf{(7-20)}$$

donde $k = 1.3806 \times 10^{-23}$ J/K es la **constante de Boltzmann**. Por consiguiente, desde un punto de vista microscópico, la entropía de un sistema aumenta siempre que la aleatoriedad o incertidumbre molecular (es decir, la probabilidad molecular) de un sistema aumenta. Así, la entropía es una medida de desorden molecular, y el desorden molecular de un sistema aislado aumenta siempre que experimenta un proceso.

Las moléculas de una sustancia en la fase sólida oscilan continuamente, creando una incertidumbre sobre su posición. Sin embargo, estas oscilaciones se desvanecen cuando la temperatura disminuye y las moléculas supuestamente se inmovilizan hasta el cero absoluto, lo que representa un estado de orden molecular último (y energía mínima). Por lo tanto, *la entropía de una sustancia pura cristalina con una temperatura absoluta de cero es cero* a partir de que no hay incertidumbre sobre el estado de las moléculas en ese momento (Fig. 7-21). Esta declaración es conocida como la **tercera ley de la termodinámica**, la cual proporciona un punto de referencia absoluto para la determinación de entropía. La entropía determinada como relativa en este punto se llama **entropía absoluta** y es sumamente útil en el análisis termodinámico de las reacciones químicas. La entropía de una sustancia que no es pura cristalina (como una solución sólida) no es cero a temperatura absoluta cero. Esto se debe a que para tales sustancias hay más de una configuración molecular, las cuales introducen un poco de incertidumbre sobre el estado microscópico de la sustancia.

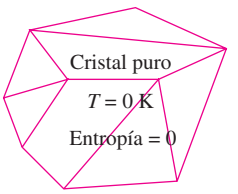


FIGURA 7-21
Una sustancia pura cristalina a una temperatura de cero absoluto está en el orden perfecto, y su entropía es cero (tercera ley de la termodinámica).

En la fase gaseosa las moléculas poseen una cantidad considerable de energía cinética, pero se sabe que por más grande que sea ésta las moléculas de gas no hacen girar una hélice insertada en un contenedor y así este dispositivo produzca trabajo. Esto se debe a que tanto las moléculas de gas como su energía están desorganizadas. Probablemente el número de moléculas que en cualquier instante intentan girar la hélice en una dirección es igual al número de las que están intentándolo en la dirección opuesta, causando que la hélice permanezca inmóvil. Por consiguiente, no podemos extraer trabajo útil directamente de la energía desorganizada (Fig. 7-22).

FIGURA 7-22
La energía desorganizada no genera un efecto útil, no importa lo grande que sea.

Ahora considere un eje rotatorio (Fig. 7-23), en el que en este momento la energía de las moléculas está completamente organizada porque las moléculas del eje giran juntas en la misma dirección. Esta energía organizada puede usarse para realizar tareas útiles como levantar un peso o generar electricidad. Además, como es una forma organizada de energía, el trabajo está libre de desorden o aleatoriedad y por lo tanto libre de entropía. *No hay transferencia de entropía asociada con la transferencia de energía como trabajo*. Por consiguiente, en la ausencia de cualquier tipo de fricción, el proceso de levantar un peso mediante un eje rotatorio (o un volante) no produce entropía. Cualquier proceso que no produzca una entropía neta es reversible y por lo tanto, en el caso del proceso descrito arriba, puede invertirse bajando el peso. Por consiguiente, la energía no se degrada durante este proceso y ningún trabajo potencial está perdido.

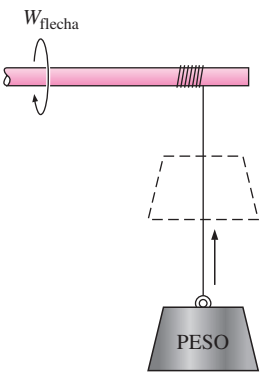


FIGURA 7-23
En ausencia de fricción, levantar un peso con un eje rotatorio no crea desorden (entropía), por lo tanto la energía no se degrada durante este proceso.

Como otro ejemplo se considera el funcionamiento de una hélice en un recipiente lleno de un gas (Fig. 7-24), en el que el trabajo de la hélice se convierte en energía interna del gas, como lo evidencia un aumento en la

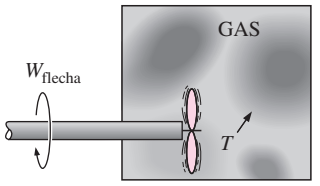


FIGURA 7-24

El trabajo de la hélice realizado sobre un gas aumenta el nivel de desorden (entropía) del gas, por lo tanto la energía se degrada durante este proceso.

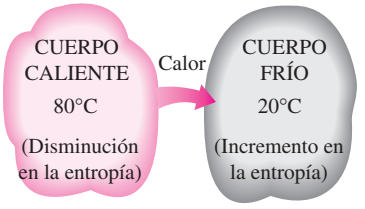


FIGURA 7-25

Durante un proceso de transferencia de calor, la entropía neta aumenta. (El incremento en la entropía del cuerpo frío compensa más la disminución en la entropía del cuerpo caliente.)

FIGURA 7-26

El uso de entropía (desorganización, incertidumbre) no se limita a la termodinámica.

© Reimpreso con el permiso del King Features Syndicate.

temperatura de éste, creando un nivel alto de desorden molecular en el recipiente. Este proceso es bastante distinto a levantar un peso ya que la energía organizada de la hélice se convierte ahora en una forma altamente desorganizada de energía que no puede la hélice a su vez convertirse en energía cinética rotacional. Sólo una porción de esta energía puede convertirse en trabajo, reorganizándola parcialmente mediante el empleo de una máquina térmica. Por consiguiente, la energía se degrada durante este proceso, la habilidad para efectuar trabajo es reducida, se produce desorden molecular y asociado a todo esto se suscita un incremento en la entropía.

La *cantidad* de energía siempre se conserva durante un proceso real (primera ley), pero la *calidad* está destinada a disminuir (la segunda ley). Esta disminución en la calidad siempre está acompañada por un incremento en la entropía. Por ejemplo, considere la transferencia de 10 kJ de energía como calor de un medio caliente a otro frío, al final del proceso aún se tendrán los 10 kJ de energía, pero a una temperatura más baja y, por lo tanto, a una menor calidad.

En esencia, el calor es una forma de *energía desorganizada*, y algo de esta desorganización (entropía) fluirá con calor (Fig. 7-25). Como resultado, la entropía y el nivel de desorden molecular o aleatoriedad del cuerpo caliente disminuyen con la entropía mientras que el nivel de desorden molecular del cuerpo frío aumenta. La segunda ley requiere que el incremento en la entropía del cuerpo frío sea mayor que la disminución en la entropía del cuerpo caliente, por lo tanto la entropía neta del sistema combinado (cuerpos frío y caliente) aumenta. Es decir, el sistema combinado se halla en un estado de mayor desorden en el estado final. Se puede concluir entonces que el proceso sólo puede ocurrir en la dirección del aumento de entropía global o desorden molecular. Es decir, el universo entero está volviéndose más caótico todos los días.

La entropía y la generación de entropía en la vida diaria

El concepto de entropía también puede aplicarse en otras áreas, y puede verse como una medida de desorden o desorganización en un sistema. Igualmente, la generación de entropía puede considerarse como una medida de desorden o desorganización generada durante un proceso. En la vida diaria, el concepto de entropía no tiene el uso tan extendido que tiene el de energía, aunque la entropía es aplicable a varios aspectos cotidianos. La extensión de este concepto hacia campos no técnicos no es algo nuevo, ha sido tema de varios artículos e incluso de libros. A continuación se presentan varios eventos del ámbito de lo ordinario y se muestra su relevancia respecto a los conceptos de entropía y generación de entropía.

Las personas eficientes llevan vidas de baja entropía (es decir, muy organizadas), tienen un lugar para todo (incertidumbre mínima) y emplean la menor energía para localizar algo. Por otro lado, las personas ineficientes llevan vidas de alta entropía: les toma varios minutos (si no es que horas) encontrar algo que necesitan y es probable que creen un desorden más grande mientras buscan, puesto que probablemente dirigirán su búsqueda de una manera desorganizada (Fig. 7-26). Las personas que llevan estilos de vida de alta entropía siempre están apuradas y nunca parecen ponerse al día.

Quizá ha notado (con frustración) que algunas personas parecen *aprender* rápidamente y recordar bien lo aprendido; a este tipo de aprendizaje lo podemos llamar organizado o aprendizaje de baja entropía. Estas personas hacen

un esfuerzo consciente para almacenar adecuadamente la nueva información relacionándola con sus conocimientos previos y creando una red de información sólida dentro de sus mentes. Por otro lado, las personas que arrojan la información en sus mentes cuando estudian, sin hacer esfuerzo para afianzarla, quizá *piensan* que están aprendiendo, pero se verán obligadas a localizar en otro lugar la información cuando la necesiten, por ejemplo durante un examen. No es fácil recuperar la información de una base de datos que está, en cierto sentido, en fase gaseosa. Los estudiantes que tienen lagunas durante las pruebas deben reexaminar sus hábitos de estudio.

Una *biblioteca* con un buen sistema de clasificación y categorización puede verse como una biblioteca de baja entropía debido al nivel alto de organización. Del mismo modo, una biblioteca con un sistema pobre puede apreciarse como una biblioteca de alta entropía debido al alto nivel de desorganización. Una biblioteca sin un adecuado sistema de clasificación y categorización no es una biblioteca, porque un libro que no es posible hallar no tiene valor.

Considere dos edificios idénticos, cada uno con un millón de libros, en el primero los libros se amontonan unos encima de otros, mientras que en el segundo todos están muy *organizados*, *clasificados* y *catalogados* para conseguir una referencia fácil: no hay duda sobre cuál preferirá un estudiante. Algunos aún pueden argumentar, desde el punto de vista de la primera ley, que ambos edificios son equivalentes dado que la masa y el conocimiento albergado son idénticos en los dos, a pesar del nivel alto de desorganización (entropía) en el primero. Este ejemplo ilustra que cualquier comparación realista debe involucrar el punto de vista de la segunda ley.

Dos *libros de texto* que parecen ser idénticos porque ambos cubren básicamente los mismos temas y presentan la misma información pueden ser muy diferentes dependiendo de cómo abordan los temas. Después de todo, dos automóviles aparentemente idénticos no lo son si uno recorre la mitad de la distancia que el otro realiza con la misma cantidad de combustible. Del mismo modo, dos libros aparentemente idénticos no lo son tanto si toma el doble de tiempo aprender un tema en uno respecto al otro. Así, las comparaciones hechas en base a la primera ley pueden estar sumamente equivocadas.

Tener un *ejército* desorganizado (entropía alta) es lo mismo que no tener ninguno. No es coincidencia que en la guerra los centros de mando de cualquier fuerza armada se hallen entre los principales blancos. Un ejército que consiste en 10 divisiones es 10 veces más poderoso que 10 ejércitos conformados por una sola división cada uno. Un país que consiste en 10 estados es más poderoso que 10 países, cada uno constituido por un solo estado. *Estados Unidos* no sería una potencia si estuviera formado por 50 países independientes en lugar de un solo país con 50 estados, de ahí que la Unión europea tenga el potencial para ser una nueva superpotencia económica y política. El viejo cliché "divide y vencerás" puede ser parafraseado como "aumenta la entropía y vencerás".

Sabemos que la fricción mecánica siempre está acompañada por la generación de entropía, por lo tanto el desempeño se reduce. Esto se puede hacer extensivo para la vida cotidiana: la *fricción en el lugar de trabajo*, con los compañeros, genera entropía y por lo tanto afecta en forma adversa el desempeño laboral (Fig. 7-27), lo que resulta en una productividad reducida.

También sabemos que la *expansión libre* (o explosión) y el intercambio desordenado de electrones (reacciones químicas) generan entropía y que son muy irreversibles. Igualmente, hablar sin ninguna restricción para esparcir palabras de enojo es altamente irreversible porque genera entropía y puede causar daño considerable. Además, alguien que se instala en el enojo

FIGURA 7-27

Como en los sistemas mecánicos, la fricción en el lugar de trabajo está ligada a la generación de entropía y la reducción del desempeño.

© Vol. 26/PhotoDisc

está muy cerca de sufrir una pérdida. Quizá algún día sea posible proponer algunos procedimientos para cuantificar la entropía generada durante las actividades no técnicas e incluso puntualizar sus fuentes primarias y su magnitud.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 7 EN EL DVD.

7-7 ▪ LAS RELACIONES *T ds*

La cantidad $(\delta Q/T)_{\text{int rev}}$ corresponde a un cambio diferencial en la propiedad *entropía*. Entonces, el cambio de entropía para un proceso puede evaluarse integrando $\delta Q/T$ a lo largo de alguna trayectoria imaginaria internamente reversible entre los estados extremos reales. Para los procesos isotérmicos internamente reversibles, esta integración es directa, pero cuando la temperatura varía durante el proceso, se necesita una relación entre δQ y T para llevar a cabo esta integración. Encontrar tales relaciones es el objetivo de esta sección.

La forma diferencial de la ecuación de conservación de la energía para un sistema estacionario cerrado (una masa fija) que contiene una sustancia compresible simple, puede expresarse para un proceso internamente reversible como

$$\delta Q_{\text{int rev}} - W_{\text{int rev,salida}} = dU \tag{7-21}$$

Pero

$$\delta Q_{\text{int rev}} = T\,dS$$
$$\delta W_{\text{int rev, salida}} = P\,dV$$

Por lo tanto,

$$T\,dS = dU + P\,dV \qquad \text{(kJ)} \tag{7-22}$$

o

$$T\,ds = du + P\,dv \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{7-23}$$

Esta ecuación es conocida como la primera *ecuación T ds*, o de *Gibbs*. Observe que el único tipo de interacción de trabajo que un sistema compresible simple puede involucrar cuando es sometido a un proceso internamente reversible es el trabajo de frontera.

La segunda ecuación $T\,ds$ se obtiene al eliminar du de la ecuación 7-23 usando la definición de entalpía $(h = u + Pv)$:

$$\left.\begin{array}{lll} h = u + Pv & \longrightarrow & dh = du + P\,dv + v\,dP \\ \text{(Ec. 7-23)} & \longrightarrow & T\,ds = du + P\,dv \end{array}\right\} \; T\,ds = dh - v\,dP \tag{7-24}$$

Las ecuaciones 7-23 y 7-24 son sumamente valiosas porque relacionan cambios de entropía de un sistema con cambios en otras propiedades, y a diferencia de la ecuación 7-4, son relaciones de propiedad y por consiguiente son independientes respecto al tipo de procesos.

Estas relaciones $T\,ds$ se desarrollan con un proceso internamente reversible en la mente, ya que el cambio de entropía entre dos estados debe evaluarse a lo largo de una trayectoria reversible. Sin embargo, los resultados obtenidos son válidos tanto para los procesos reversibles como irreversibles porque la entropía es una propiedad y el cambio en una propiedad entre dos estados es independiente del tipo de proceso que el sistema experimenta. Las ecuaciones 7-23 y 7-24 corresponden a las relaciones entre las propiedades por unidad de masa de un sistema compresible simple cuando experimenta un cambio de estado, y son aplicables si el cambio ocurre en un sistema cerrado o abierto (Fig. 7-28).

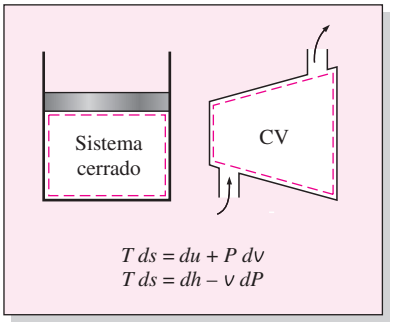


FIGURA 7-28

Las relaciones $T\,ds$ son válidas tanto para los procesos reversibles e irreversibles como para los sistemas cerrados y abiertos.

Las relaciones explícitas para cambios diferenciales en la entropía se obtienen al resolver para ds en las ecuaciones 7-23 y 7-24:

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P\,dv}{T} \tag{7-25}$$

y

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v\,dP}{T} \tag{7-26}$$

El cambio de entropía durante un proceso puede determinarse al integrar ambas ecuaciones entre los estados inicial y final. Sin embargo, para realizar estas integraciones debemos conocer la relación entre du o dh y la temperatura (como $du = c_v\,dT$ y $dh = c_p\,dT$ para gases ideales), así como la ecuación de estado para la sustancia (como la ecuación de estado de gases ideales $Pv = RT$). Para sustancias en las que existen tales relaciones, la integración de la ecuación 7-25 o 7-26 es directa. Para otras sustancias, tenemos que confiar en los datos tabulados.

Las relaciones $T\,ds$ para sistemas no simples, es decir sistemas que incluyen más de un modo de trabajo en cuasiequilibrio, pueden obtenerse de forma similar incluyendo todos los modos de trabajo en cuasiequilibrio pertinentes.

7-8 ▪ CAMBIO DE ENTROPÍA DE LÍQUIDOS Y SÓLIDOS

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 8 EN EL DVD.

Recuerde que líquidos y sólidos pueden aproximarse como *sustancias incompresibles* dado que sus volúmenes específicos permanecen casi constantes durante un proceso. Por lo tanto, $dv \cong 0$ para líquidos y sólidos, y para este caso la ecuación 7-25 se reduce a

$$ds = \frac{du}{T} = \frac{c\,dT}{T} \tag{7-27}$$

ya que $c_p = c_v = c$ y $du = c\,dT$ para sustancias incompresibles. Entonces el cambio de entropía durante un proceso es determinado por integración como

$$\textit{Líquidos, sólidos:}\quad s_2 - s_1 = \int_1^2 c(T)\,\frac{dT}{T} \cong c_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \tag{7-28}$$

donde c_{prom} es el calor específico *promedio* de la sustancia a lo largo de un intervalo de temperatura dado. Observe que el cambio de entropía de una sustancia verdaderamente incompresible sólo depende de la temperatura y es independiente de la presión.

La ecuación 7-28 puede usarse para determinar con exactitud razonable los cambios de entropía de sólidos y líquidos. Sin embargo, para líquidos que se expanden considerablemente con la temperatura, puede ser necesario tomar en cuenta los efectos de cambio de volumen en los cálculos. Éste es el caso sobre todo cuando el cambio de temperatura es grande.

Una relación para procesos isentrópicos de líquidos y sólidos se obtiene igualando la relación del cambio de entropía a cero, lo que da

$$\textit{Isentrópico:}\qquad s_2 - s_1 = c_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} = 0 \quad \rightarrow \quad T_2 = T_1 \tag{7-29}$$

Es decir, la temperatura de una sustancia verdaderamente incompresible permanece constante durante un proceso isentrópico. Por consiguiente, el proceso isentrópico de una sustancia incompresible es también isotérmico. Este comportamiento se acerca mucho a líquidos y sólidos.

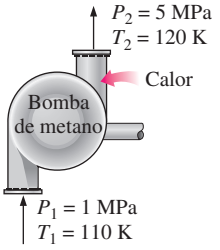


FIGURA 7-29
Esquema para el ejemplo 7-7.

EJEMPLO 7-7 **Efecto de la densidad de un líquido sobre la entropía**

El metano líquido normalmente se usa en varias aplicaciones criogénicas. La temperatura crítica del metano es 191 K (o −82°C), por lo que debe conservarse abajo de 191 K para mantenerlo en la fase líquida. En la tabla 7-1 se presentan las propiedades del metano líquido a varias temperaturas y presiones. Determine el cambio de entropía del metano líquido cuando se somete a un proceso desde 110 K y 1 MPa hasta 120 K y 5 MPa: *a*) usando las propiedades tabuladas y *b*) considerando al metano líquido como una sustancia incompresible. ¿Cuál es el error introducido en el último caso?

Solución El metano líquido es sometido a un proceso entre dos estados especificados. Se determinará el cambio de entropía del metano usando los datos reales y asumiendo que el metano es incompresible.

Análisis *a*) Si se toma una unidad de masa de metano líquido (Fig. 7-29), las propiedades de éste en los estados inicial y final son

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{aligned} P_1 &= 1\ \text{MPa} \\ T_1 &= 110\ \text{K} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} s_1 &= 4.875\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \\ c_{p1} &= 3.471\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{aligned}$$

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{aligned} P_2 &= 5\ \text{MPa} \\ T_2 &= 120\ \text{K} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} s_2 &= 5.145\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \\ c_{p2} &= 3.486\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{aligned}$$

Por consiguiente,

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 5.145 - 4.875 = \mathbf{0.270\ kJ/kg\cdot K}$$

b) Si se considera al metano líquido como una sustancia incompresible, su cambio de entropía está determinado por

$$\Delta s = c_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} = (3.4785\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}) \ln \frac{120\ \text{K}}{110\ \text{K}} = \mathbf{0.303\ kJ/kg\cdot K}$$

ya que

$$c_{\text{prom}} = \frac{c_{p1} + c_{p2}}{2} = \frac{3.471 + 3.486}{2} = 3.4785\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

TABLA 7-1

Propiedades del metano líquido

Temp., T, K	Presión P, MPa	Densidad ρ, kg/m^3	Entalpía h, kJ/kg	Entropía s, kJ/kg · K	Calor específico, c_p, kJ/kg · K
110	0.5	425.3	208.3	4.878	3.476
	1.0	425.8	209.0	4.875	3.471
	2.0	426.6	210.5	4.867	3.460
	5.0	429.1	215.0	4.844	3.432
120	0.5	410.4	243.4	5.185	3.551
	1.0	411.0	244.1	5.180	3.543
	2.0	412.0	245.4	5.171	3.528
	5.0	415.2	249.6	5.145	3.486

Por lo tanto, el error involucrado al considerar al metano líquido como una sustancia incompresible es

$$\text{Error} = \frac{|\Delta s_{\text{actual}} - \Delta s_{\text{ideal}}|}{\Delta s_{\text{actual}}} = \frac{|0.270 - 0.303|}{0.270} = \mathbf{0.122\ (o\ 12.2\%)}$$

Explicación Este resultado no sorprende porque la densidad del metano líquido cambia durante este proceso de 425.8 a 415.2 kg/m^3 (aproximadamente 3 por ciento), lo cual nos hace cuestionar la validez de la suposición del metano como sustancia incompresible, sin embargo, esta suposición aún nos permite obtener resultados bastante exactos con menos esfuerzo, lo cual demuestra ser muy conveniente en ausencia de datos para líquidos compresibles.

EJEMPLO 7-8 Ahorro al remplazar una válvula por una turbina

Una instalación industrial criogénica maneja metano líquido a 115 K y 5 MPa, a una tasa de 0.280 m^3/s. Un proceso requiere reducir la presión del metano líquido a 1 MPa lo cual se consigue estrangulando el metano líquido al pasarlo a través de una resistencia de flujo, como una válvula. Un ingeniero recientemente contratado propone remplazar esta válvula por una turbina para producir potencia mientras se reduce la presión a 1 MPa. Usando los datos de la tabla 7-1, determine la cantidad máxima de potencia que este dispositivo puede producir, así como el ahorro que proporcionará su instalación en los costos anuales por uso de electricidad, si la turbina opera continuamente (8 760 h/año) y la instalación paga $0.075/kWh por electricidad.

Solución El metano líquido se expande en una turbina a una presión y una tasa especificadas. Se determinará la potencia máxima que esta turbina produce y la cantidad de dinero que puede ahorrar por año.

Suposiciones **1** Esto es un proceso de flujo estable, por lo tanto no hay cambio con el tiempo en cualquier punto, entonces $\Delta m_{CV} = 0$, $\Delta E_{CV} = 0$, y $\Delta S_{CV} = 0$. **2** La turbina es adiabática, por lo tanto no hay transferencia de calor. **3** El proceso es reversible. **4** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se toma la *turbina* como el sistema (Fig. 7-30), el cual corresponde a un *volumen de control* porque la masa cruza las fronteras del sistema durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.

Las suposiciones anteriores son razonables dado que una turbina está normalmente bien aislada y no debe involucrar irreversibilidades para un mejor desempeño con lo que se consigue la máxima potencia. Por consiguiente, el proceso a través de la turbina debe ser *adiabático reversible* o *isentrópico*. Entonces, $s_2 = s_1$ y

$$\textit{Estado 1}: \quad \left.\begin{matrix} P_1 = 5\ \text{MPa} \\ T_1 = 115\ \text{K} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 232.3\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 4.9945\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \\ \rho_1 = 422.15\ \text{kg/s} \end{matrix}$$

$$\textit{Estado 2}: \quad \left.\begin{matrix} P_2 = 1\ \text{MPa} \\ s_2 = s_1 \end{matrix}\right\} \quad h_2 = 222.8\ \text{kJ/kg}$$

También, el flujo másico de metano líquido es

$$\dot{m} = \rho_1 \dot{V}_1 = (422.15\ \text{kg/m}^3)(0.280\ \text{m}^3/\text{s}) = 118.2\ \text{kg/s}$$

FIGURA 7-30
Una turbina de 1.0 MW de gas natural licuado (GNL) con un diámetro de 95 cm es colocada en una instalación de prueba criogénica.

Cortesía de la Corporación Internacional Ebara, División de Criodinámica, Sparks, Nevada.

Entonces la producción de potencia de la turbina se determina a partir de la forma de tasa del balance de energía,

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de energía}\\ \text{mediante calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt \overset{\text{(estable)}}{\nearrow}}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} = 0$$

$$\begin{aligned}
\dot{E}_{\text{entrada}} &= \dot{E}_{\text{salida}} \\
\dot{m}h_1 &= \dot{W}_{\text{salida}} + \dot{m}h_2 \qquad (\text{desde } \dot{Q} = 0,\ \text{ke} \cong \text{pe} \cong 0) \\
\dot{W}_{\text{salida}} &= \dot{m}(h_1 - h_2) \\
&= (118.2\ \text{kg/s})(232.3 - 222.8)\ \text{kJ/kg} \\
&= \mathbf{1\ 123\ kW}
\end{aligned}$$

Para funcionamiento continuo (365 × 24 = 8 760 h), la cantidad de potencia producida por año es

$$\begin{aligned}
\text{Producción anual de potencia} &= \dot{W}_{\text{salida}} \times \Delta t = (1\ 123\ \text{kW})(8\ 760\ \text{h/yr}) \\
&= 0.9\ 837 \times 10^7\ \text{kWh/año}
\end{aligned}$$

A $0.075/kWh, la cantidad de dinero que esta turbina ahorrará a la instalación es

$$\begin{aligned}
\text{Ahorro anual de potencia} &= (\text{producción anual de potencia})\\
&\quad\ (\text{costo unitario de potencia}) \\
&= (0.9\ 837 \times 10^7\ \text{kWh/año})(\$0.075/\text{kWh}) \\
&= \mathbf{\$737\ 800/año}
\end{aligned}$$

Es decir, esta turbina ahorra anualmente a la instalación $737 800 con sólo aprovechar el potencial que se gasta actualmente debido a la válvula de estrangulación, de hecho el ingeniero que hizo esta observación debe ser premiado.

Explicación Este ejemplo muestra la importancia de la propiedad de entropía, porque permite cuantificar el potencial de trabajo que está desaprovechándose. En la práctica, la turbina no será isentrópica y por lo tanto el potencial producido será menor; lo que el análisis anterior arrojó fue el límite superior, pero un ensamble de turbina-generador real utiliza aproximadamente 80 por ciento del potencial y produce más de 900 kW de potencia mientras ahorra a la instalación más de $600 000 por año.

También puede mostrarse que la temperatura del metano caerá a 113.9 K (una caída de 1.1 K) durante el proceso de expansión isentrópica en la turbina, en lugar de permanecer constante en 115 K como ocurriría si se asumiera que el metano es una sustancia incompresible. La temperatura del metano subiría a 116.6 K (un aumento de 1.6 K) durante el proceso de estrangulación.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 9 EN EL DVD.

7-9 ▪ CAMBIO DE ENTROPÍA DE GASES IDEALES

Una fórmula para el cambio de entropía de un gas ideal se obtiene de la ecuación 7-25 o 7-26, empleando las relaciones de propiedad para los gases ideales (Fig. 7-31). Sustituyendo $du = c_v\,dT$ y $P = RT/v$ en la ecuación 7-25, el cambio diferencial de entropía de un gas ideal se vuelve

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v} \qquad \textbf{(7-30)}$$

El cambio de entropía para un proceso se obtiene integrando esta relación entre los estados extremos:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T)\frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad \textbf{(7-31)}$$

Una segunda relación para el cambio de entropía de un gas ideal se obtiene de manera similar a la anterior, sustituyendo $dh = c_p\, dT$ y $v = RT/P$ en la ecuación 7-26 e integrando. El resultado es

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T)\,\frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \textbf{(7-32)}$$

Con excepción de los monoatómicos, los calores específicos de los gases ideales dependen de la temperatura, y las integrales en las ecuaciones 7-31 y 7-32 no pueden resolverse a menos que se conozca la dependencia de c_v y c_p respecto a la temperatura. Incluso cuando se tienen las funciones $c_v(T)$ y $c_p(T)$ no es práctico realizar largas integraciones cada vez que se calcula el cambio de entropía. Por lo tanto se dispone de dos opciones razonables: realizar estas integraciones suponiendo simplemente los calores específicos constantes o evaluarlas una vez y tabular los resultados. Ambos enfoques se presentan a continuación.

FIGURA 7-31
Una transmisión desde el canal GI.

© *Vol. 1/PhotoDisc*

Calores específicos constantes (análisis aproximado)

Suponer los calores específicos constantes para los gases ideales es una forma común de aproximación que ya se ha usado antes en este libro en varias ocasiones. Esta forma normalmente simplifica el análisis, pero el precio que pagamos por emplearla es alguna pérdida de exactitud. La magnitud de error introducida por esta suposición depende de la situación, por ejemplo: para los gases monoatómicos ideales como el helio, los calores específicos son independientes de la temperatura y por consiguiente suponer el calor constante específico no provoca error; mientras que para gases ideales cuyos calores específicos varían casi linealmente en el rango en que se hallan de las temperaturas de interés, el error posible se minimiza usando los valores de calores específicos evaluados a temperatura promedio (Fig. 7-32). Los resultados normalmente obtenidos con este tipo de aproximación son lo suficientemente exactos si el rango de temperatura no es mayor que unos cientos de grados.

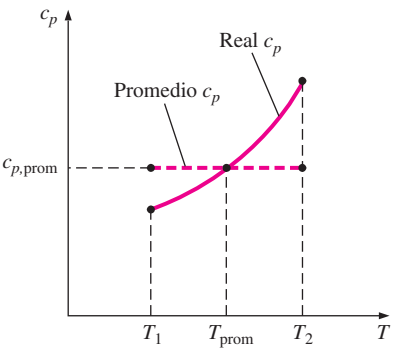


FIGURA 7-32
Bajo la suposición de calor específico constante se asume que el calor específico es constante en algún valor promedio.

Las relaciones de cambio de entropía para los gases ideales bajo la suposición de calor específico constante se obtiene fácilmente al remplazar $c_v(T)$ y $c_p(T)$ en las ecuaciones 7-31 y 7-32 por el $c_{v,\text{prom}}$ y $c_{p,\text{prom}}$ respectivamente, y al realizar las integraciones. Así, se obtiene

$$s_2 - s_1 = c_{v,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \qquad \textbf{(7-33)}$$

y

$$s_2 - s_1 = c_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \qquad \textbf{(7-34)}$$

Los cambios de entropía también pueden expresarse por unidad mol, al multiplicar estas relaciones por la masa molar:

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{v,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \qquad \textbf{(7-35)}$$

y

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \tag{7-36}$$

Calores específicos variables (análisis exacto)

Durante un proceso, cuando el cambio de temperatura es grande y los calores específicos del gas ideal no varían linealmente dentro del rango de temperatura, la suposición de calores específicos constantes puede llevar a errores considerables al calcular el cambio de entropía. En estos casos, la variación de los calores específicos a causa de la temperatura debe considerarse adecuadamente y utilizar las relaciones exactas para estos calores como una función de temperatura. El cambio de entropía durante un proceso se determina entonces al sustituir las relaciones $c_v(T)$ y $c_p(T)$ en la ecuación 7-31 o 7-32 y después llevar a cabo las integraciones.

En lugar de resolver estas laboriosas integrales cada vez que tenemos un nuevo proceso, es conveniente realizarlas una vez y tabular los resultados. Para esto, se elige el cero absoluto como la temperatura de referencia y se define una función s° como

$$s^\circ = \int_0^T c_p(T) \frac{dT}{T} \tag{7-37}$$

Obviamente, s° es una función sólo de la temperatura y su valor es cero en la temperatura absoluta cero. Los valores de s° están calculados para varias temperaturas y se encuentran tabulados en el apéndice como una función de temperatura para el aire. Dada esta definición, la integral en la ecuación 7-32 se vuelve

$$\int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} = s_2^\circ - s_1^\circ \tag{7-38}$$

donde s_2° es el valor de s° en T_2 y s_1° es el valor en T_1. Así,

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \tag{7-39}$$

Lo que también puede expresarse por unidad mol como

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \tag{7-40}$$

A diferencia de la energía interna y la entalpía, la entropía de un gas ideal varía con el volumen específico, la presión, o la temperatura. Por lo tanto, la entropía no puede tabularse exclusivamente como una función de temperatura. Los valores de s° en las tablas explican la dependencia que la temperatura tiene de entropía (Fig. 7-33). La variación de entropía con la presión se considera en el último término de la ecuación 7-39. Es posible desarrollar otra relación para el cambio de entropía a partir de la ecuación 7-31, pero esto requeriría de la definición de otra función y de la tabulación de sus valores, lo cual no es práctico.

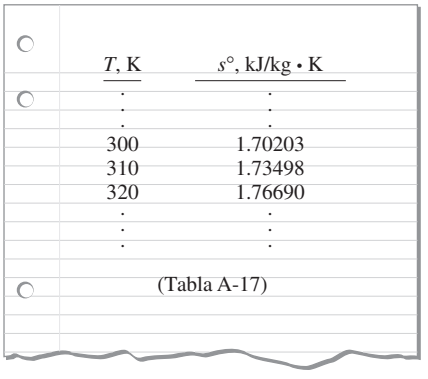


FIGURA 7-33
La entropía de un gas ideal depende de T y P. La función s° representa sólo la parte de entropía dependiente de la temperatura.

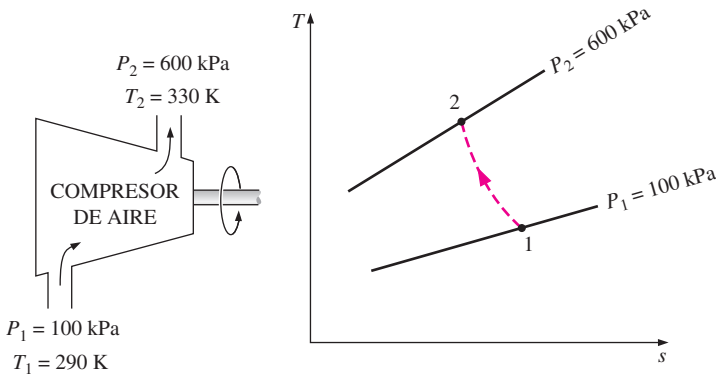


FIGURA 7-34
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-9.

EJEMPLO 7-9 Cambio de entropía de un gas ideal

Se tiene aire comprimido en un estado inicial de 100 kPa y 17°C, hasta otro final de 600 kPa y 57°C. Determine el cambio de entropía del aire durante este proceso de compresión usando *a*) los valores de propiedades de la tabla del aire y *b*) los calores específicos promedio.

Solución Se comprime aire entre dos estados especificados. Se determinará el cambio de entropía del aire usando los valores tabulados de las propiedades y los calores específicos promedio.

Suposiciones El aire es un gas ideal porque se halla a una temperatura alta y a baja presión respecto a sus valores de punto crítico. Por lo tanto, son aplicables las relaciones de cambio de entropía desarrolladas bajo la suposición de gas ideal.

Análisis En la figura 7-34 se ofrece un esquema del sistema así como un diagrama *T-s* para el proceso. Ahí se observa que los estados inicial y final del aire están completamente especificados.

a) Las propiedades del aire se toman de la tabla para el aire (Tabla A-17), de la que se leen los valores de s° a las temperaturas dadas y al sustituir se obtiene

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= [(1.79783 - 1.66802)\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}] - (0.287\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{600\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}} \\ &= \mathbf{-0.3844\ kJ/kg \cdot K} \end{aligned}$$

b) También es posible determinar de modo aproximado el cambio de entropía del aire durante este proceso, a partir de la ecuación 7-34, al usar un valor de c_p a la temperatura promedio de 37°C (Tabla A-2b) y manejándolo como una constante:

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= c_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= (1.006\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{330\ \text{K}}{290\ \text{K}} - (0.287\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{600\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}} \\ &= \mathbf{-0.3842\ kJ/kg \cdot K} \end{aligned}$$

Explicación Los dos resultados anteriores son casi idénticos, ya que el cambio en la temperatura durante el proceso es relativamente pequeño (Fig. 7-35), sin embargo, cuando este cambio es grande, pueden diferir significativamente. Para este último caso, debe usarse la ecuación 7-39 en lugar de la 7-34, porque aquélla considera la variación de calores específicos debido a la temperatura.

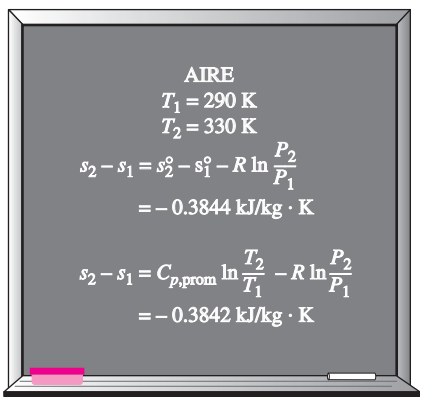


FIGURA 7-35
Para pequeñas diferencias de temperatura, las relaciones exactas y aproximadas para los cambios de entropía de gases ideales dan resultados casi idénticos.

Proceso isentrópico de gases ideales

Es posible obtener varias relaciones para los procesos isentrópicos de gases ideales al igualar a cero las relaciones del cambio de entropía desarrolladas previamente. Nuevamente, esto se hace primero para el caso de los calores específicos constantes y después para el de los específicos variables.

Calores específicos constantes (análisis aproximado)

Cuando la suposición del calor específico constante es válida, las relaciones isentrópicas para los gases ideales se obtienen al igualar a cero las ecuaciones 7-33 y 7-34. De la 7-33,

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = -\frac{R}{c_v} \ln \frac{v_2}{v_1}$$

la cual puede reestructurarse como

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{R/c_v} \tag{7-41}$$

o

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \qquad \text{(gas ideal)} \tag{7-42}$$

como $R = c_p - c_v$, $k = c_p/c_v$, por lo tanto $R/c_v = k - 1$.

La ecuación 7-42 es la *primera relación isentrópica* para los gases ideales bajo la suposición del calor específico constante. La *segunda relación isentrópica* se obtiene de forma similar a partir de la ecuación 7-34, lo cual da como resultado:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \qquad \text{(gas ideal)} \tag{7-43}$$

La *tercera relación isentrópica* se obtiene al sustituir la ecuación 7-43 en la 7-42 y simplificar:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k} \qquad \text{(gas ideal)} \tag{7-44}$$

También es posible expresar en forma compacta de la ecuación 7-42 a la 7-44

$$Tv^{k-1} = \text{constante} \tag{7-45}$$

$$TP^{(1-k)/k} = \text{constante} \qquad \text{(gas ideal)} \tag{7-46}$$

$$Pv^{k} = \text{constante} \tag{7-47}$$

Generalmente la relación de calores específicos k varía con la temperatura, por lo que debe usarse un valor promedio k para el rango de temperaturas dado.

Observe que las anteriores relaciones isentrópicas de gas ideal, como su nombre lo implica, sólo son estrictamente válidas para los procesos isentrópicos cuando la suposición del calor específico constante es apropiada (Fig. 7-36).

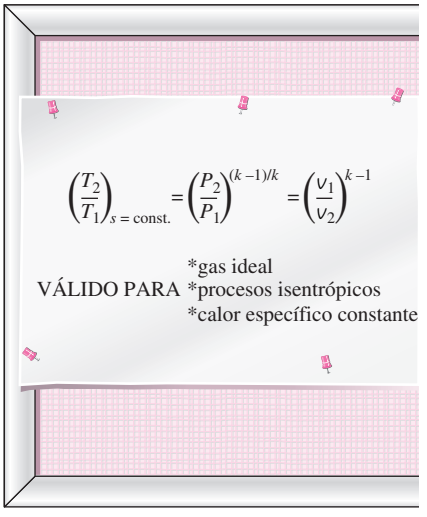


FIGURA 7-36

Las relaciones isentrópicas de gases ideales sólo son válidas para los procesos isentrópicos de gases ideales.

Calores específicos variables (análisis exacto)

Cuando la suposición de calor específico constante no es adecuada, las relaciones isentrópicas desarrolladas previamente dan resultados que no son suficientemente exactos. En casos así es necesario usar una relación isentrópica obtenida de la ecuación 7-39, que toma en cuenta la variación de calores específicos a causa de la temperatura. Al igualar la ecuación a cero se obtiene

$$0 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

o

$$s_2^\circ = s_1^\circ + R \ln \frac{P_2}{P_1} \qquad \textbf{(7-48)}$$

donde s_2° es el valor s° final del proceso isentrópico.

Presión relativa y volumen específico relativo

La ecuación 7-48 proporciona una manera exacta de evaluar cambios de propiedad en gases ideales durante los procesos isentrópicos, ya que toma en cuenta la variación de calores específicos debido a la temperatura. Sin embargo, involucra iteraciones tediosas cuando la razón de volumen se da en lugar de la de presión. Ésta es una molestia real en los estudios de optimización porque normalmente requiere numerosos cálculos repetitivos. Para remediar esta deficiencia, se definen dos nuevas cantidades adimensionales asociadas con los procesos isentrópicos.

La primera definición se basa en la ecuación 7-48, la cual puede reestructurarse como

$$\frac{P_2}{P_1} = \exp \frac{s_2^\circ - s_1^\circ}{R}$$

o

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\exp(s_2^\circ/R)}{\exp(s_1^\circ/R)}$$

La cantidad $\exp(s^\circ/R)$ se define como la **presión relativa** P_r, definición con la que la última relación se vuelve

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}} \qquad \textbf{(7-49)}$$

Observe que la presión relativa P_r es una cantidad *adimensional* la cual es una función sólo de la temperatura porque s° depende de una temperatura única. Por consiguiente, los valores de P_r pueden tabularse contra la temperatura, lo cual se hace para el aire en la tabla A-17. El uso de datos de P_r se ilustra en la figura 7-37.

En ocasiones se tienen las razones del volumen específico en lugar de las de presión. Esto sucede particularmente cuando se analizan máquinas automotoras. En casos así, es necesario trabajar con las razones de volumen. Por lo tanto, definimos otra cantidad relacionada a las razones del volumen específico para los procesos isentrópicos, lo que se hace utilizando la relación de gas ideal y la ecuación 7-49:

$$\frac{P_1 v_1}{T_1} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow \frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_2}{T_1}\frac{P_{r1}}{P_{r2}} = \frac{T_2/P_{r2}}{T_1/P_{r1}}$$

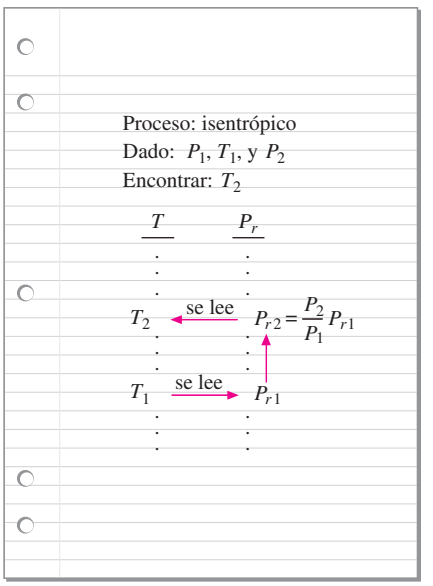


FIGURA 7-37

El uso de datos de P_r para calcular la última temperatura durante un proceso isentrópico.

La cantidad, T/P_r es una función sólo de la temperatura y se define como el **volumen específico relativo** v_r. Por lo tanto,

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{s=\text{const.}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}} \qquad \textbf{(7-50)}$$

Las ecuaciones 7-49 y 7-50 sólo son estrictamente válidas para los procesos isentrópicos de gases ideales, y explican la variación de los calores específicos causada por la temperatura, por consiguiente ofrecen resultados más exactos que las ecuaciones que van de la 7-42 a la 7-47. En la tabla A-17 los valores de P_r y v_r se listan para el aire.

EJEMPLO 7-10 Compresión isentrópica del aire en el motor de un automóvil

Se tiene aire comprimido en el motor de un automóvil, a 22°C y 95 kPa de una manera reversible y adiabática. Si la razón de compresión V_1/V_2 del motor es 8, determine la temperatura final del aire.

Solución Se tiene aire comprimido isentrópicamente en un motor de automóvil. Se determinará la temperatura final del aire a partir de una razón de compresión dada.

Suposiciones En las condiciones especificadas, puede considerarse al aire como un gas ideal. Por lo tanto, son aplicables las relaciones isentrópicas para gases ideales.

Análisis En la figura 7-38 se ofrece un esquema del sistema, así como el diagrama *T-s* para el proceso.

Este proceso es fácilmente reconocible como isentrópico porque es reversible y adiabático. La temperatura final de este proceso isentrópico puede determinarse a partir de la ecuación 7-50, con la ayuda de los datos para volumen específico relativos (Tabla A-17), como se ilustra en la figura 7-39.

Para los sistemas cerrados: $\dfrac{V_2}{V_1} = \dfrac{v_2}{v_1}$

Con $T_1 = 295$ K: $v_{r1} = 647.9$

De la ecuación 7-50: $v_{r2} = v_{r1}\left(\dfrac{v_2}{v_1}\right) = (647.9)\left(\dfrac{1}{8}\right) = 80.99 \rightarrow T_2 = \mathbf{662.7\ K}$

Por consiguiente, durante este proceso la temperatura del aire aumentará 367.7°C.

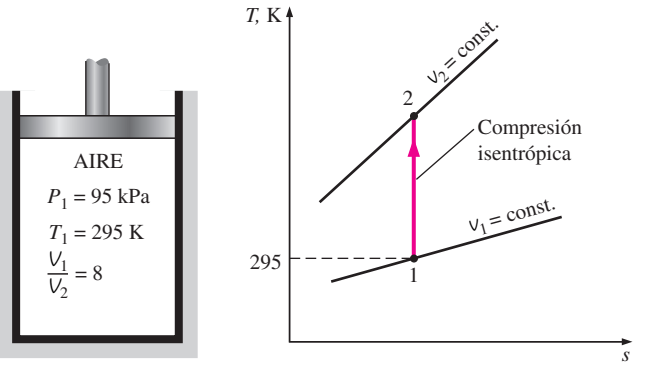


FIGURA 7-38
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-10.

Solución alternativa La temperatura final también podría determinarse de la ecuación 7-42 si se asumen los calores específicos constantes para el aire:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

La razón de calores específicos k también varía con la temperatura y es necesario usar el valor de k que corresponde a la temperatura promedio. Sin embargo, la temperatura final no se conoce, por lo tanto no es posible determinar la temperatura promedio por adelantado. En estos casos puede empezarse a calcular con un valor inicial de k o de la temperatura promedio pronosticada, el cual podría mejorarse posteriormente, incluso repitiendo los cálculos si es necesario. Se sabe que la temperatura del aire aumentará considerablemente durante este proceso adiabático de compresión, entonces se supone la temperatura promedio de 450 K, aproximadamente. El valor de k a esta temperatura promedio pronosticada se determina como 1.391, de la tabla A-2b. Entonces la temperatura final del aire será

$$T_2 = (295\ \text{K})(8)^{1.391-1} = 665.2\ \text{K}$$

Esto da un valor de temperatura promedio de 480.1 K, que es suficientemente cercano al valor supuesto de 450 K. Por lo tanto no es necesario repetir los cálculos con el valor k a esta temperatura promedio.

El resultado que se obtiene al asumir calores específicos constantes para este caso presenta un error aproximadamente de 0.4 por ciento, lo cual es bastante bajo. Esto no sorprende porque el cambio de temperatura del aire es relativamente pequeño (sólo unos cientos de grados) y los calores específicos del aire varían casi linealmente con la temperatura en este intervalo de temperaturas.

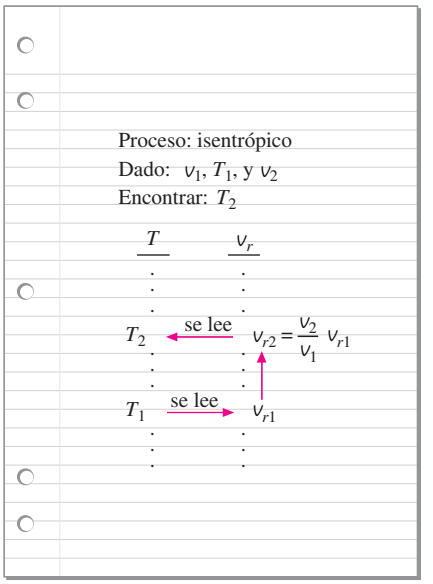


FIGURA 7-39
Uso de los datos v_r para calcular la temperatura final durante un proceso isentrópico (ejemplo 7-10).

EJEMPLO 7-11 Compresión isentrópica de un gas ideal

Se comprime gas helio mediante un compresor adiabático desde un estado inicial de 14 psia y 50°F hasta una temperatura final de 320°F en forma reversible. Determine la presión de salida del helio.

Solución Se tiene helio comprimido en un estado dado a una presión especificada isentrópicamente. Se determinará la presión de salida del helio.

Suposiciones En las condiciones especificadas, puede tratarse al helio como un gas ideal. Por consiguiente, las relaciones isentrópicas desarrolladas antes para los gases ideales son aplicables.

Análisis En la figura 7-40 se ofrece un esquema del sistema, así como el diagrama T-s para el proceso.

La razón de calores específicos k del helio es 1.667 y es independiente de la temperatura en la región donde se comporta como un gas ideal. Así, la presión final del helio puede determinarse de la ecuación 7-43:

$$P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (14\ \text{psia})\left(\frac{780\ \text{R}}{510\ \text{R}}\right)^{1.667/0.667} = \mathbf{40.5\ psia}$$

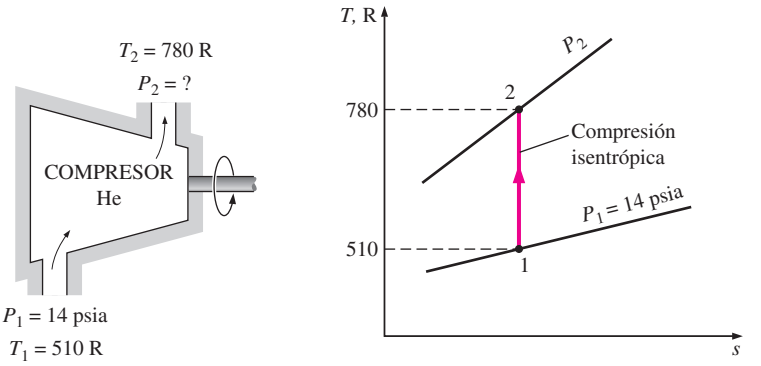


FIGURA 7-40
Esquema y diagrama *T*-*s* para el ejemplo 7-11.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 10 EN EL DVD.

7-10 ▪ TRABAJO REVERSIBLE EN FLUJO ESTABLE

El trabajo realizado durante un proceso depende de la trayectoria que éste siguió, así como de las propiedades de los estados extremos. Recuerde que el trabajo reversible de fronteras móviles (cuasiequilibrio) asociado con los sistemas cerrados se expresa en términos de las propiedades del fluido como

$$W_b = \int_1^2 P\, dV$$

Se mencionó que las interacciones de trabajo en cuasiequilibrio conducen tanto al trabajo máximo de salida en los dispositivos que lo producen como a la mínima entrada de trabajo en los que lo consumen.

De la misma manera sería muy deseable poder expresar el trabajo asociado con los dispositivos de flujo estable en términos de las propiedades del fluido.

Si se toma la dirección positiva de trabajo desde el sistema (el trabajo de salida), el balance de energía para un dispositivo de flujo estable que experimenta un proceso internamente reversible puede expresarse en forma diferencial como

$$\delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}} = dh + d\text{ke} + d\text{pe}$$

Pero

$$\left.\begin{array}{ll} \delta q_{\text{rev}} = T\, ds & \text{(Ec. 7-16)} \\ T\, ds = dh - v\, dP & \text{(Ec. 7-24)} \end{array}\right\} \quad \delta q_{\text{rev}} = dh - v\, dP$$

Al sustituir esto en la relación anterior y al cancelar dh se obtiene

$$-\delta w_{\text{rev}} = v\, dP + d\text{ke} + d\text{pe}$$

E integrando, se tiene

$$w_{\text{rev}} = -\int_1^2 v\, dP - \Delta\text{ke} - \Delta\text{pe} \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(7-51)}$$

Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, esta ecuación se reduce a

$$w_{\text{rev}} = -\int_1^2 v\, dP \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(7-52)}$$

Las ecuaciones 7-51 y 7-52 son las relaciones para el trabajo reversible de salida asociado con un proceso internamente reversible en un dispositivo de flu-

jo estable, y darán un resultado negativo cuando el trabajo se realiza sobre el sistema. Para evitar el signo negativo, la ecuación 7-51 puede escribirse para el trabajo de entrada en dispositivos de flujo estable como compresores y bombas, de la siguiente manera

$$w_{rev,in} = \int_1^2 v\,dP + \Delta ke + \Delta pe \qquad (7\text{-}53)$$

La similitud entre $v\,dP$ en estas relaciones y $P\,dv$ es notoria. Sin embargo, no deben confundirse, puesto que $P\,dv$ se asocia con el trabajo reversible de frontera en los sistemas cerrados (Fig. 7-41).

Obviamente, es necesario conocer v como una función de P para el proceso dado y así poder realizar la integración. Cuando el fluido de trabajo es *incompresible*, el volumen específico v permanece constante durante el proceso y puede obtenerse de la integración. Entonces la ecuación 7-51 se simplifica a

$$w_{rev} = -v(P_2 - P_1) - \Delta ke - \Delta pe \qquad (kJ/kg) \qquad (7\text{-}54)$$

Para el flujo estable de un líquido a través de un dispositivo que no involucra interacciones de trabajo (como una tobera o una sección de tubería), el término trabajo es cero y la ecuación puede expresarse como

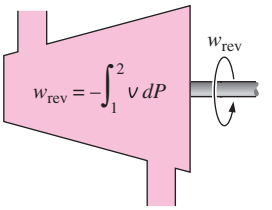
$$v(P_2 - P_1) + \frac{V_2^2 - V_1^1}{2} + g(z_2 - z_1) = 0 \qquad (7\text{-}55)$$

la cual es conocida como la **ecuación de Bernoulli** en mecánica de fluidos, que se desarrolla para un proceso internamente reversible, por lo tanto es aplicable a fluidos incompresibles que no incluyen irreversibilidades como fricción u ondas de choque, pero puede ser modificada para incorporar estos efectos.

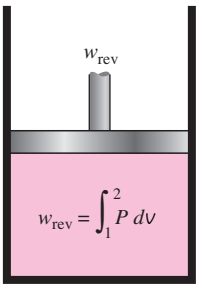
La ecuación 7-52 tiene grandes alcances en ingeniería en relación con dispositivos que producen o consumen trabajo estable como turbinas, compresores y bombas. Obviamente, en esta ecuación el trabajo de flujo estable reversible está estrechamente asociado con el volumen específico del fluido que pasa a través del dispositivo. *Cuanto más grande es el volumen específico, más grande es el trabajo reversible producido o consumido por el dispositivo de flujo estable* (Fig. 7-42). Esta conclusión es igualmente válida para los dispositivos reales de flujo estable, por lo que es importante esforzarse para mantener tan pequeño como sea posible el volumen específico de un fluido durante un proceso de compresión para minimizar el trabajo de entrada, y conservarlo tan grande como sea posible durante un proceso de expansión para aumentar al máximo el trabajo de salida.

En centrales de energía de gas o vapor, si despreciamos las pérdidas de presión en varios componentes el aumento de la presión en la bomba o el compresor es igual al descenso de presión en la turbina. En las de vapor, la bomba maneja líquidos que tiene un volumen específico muy pequeño mientras la turbina maneja vapor cuyo volumen específico es mucho más grande; por consiguiente, el trabajo de salida de la turbina es más grande que el de entrada de la bomba. Ésta es una de las razones del uso tan extendido de centrales de energía de vapor para la generación de energía eléctrica.

Si con la finalidad de "ahorrar" el calor de desecho se comprimiera el vapor que sale de la turbina a la misma presión que tiene en la entrada antes de enfriarlo primero en el condensador, se tendría que proporcionar todo el trabajo producido por este dispositivo hacia el compresor. En realidad, el trabajo de entrada requerido sería aún mayor que el trabajo de salida de la turbina debido a las irreversibilidades presentes en ambos procesos.



a) Sistema de flujo estable



b) Sistema cerrado

FIGURA 7-41
Relaciones de trabajo reversible para sistemas de flujo estable y cerrados.

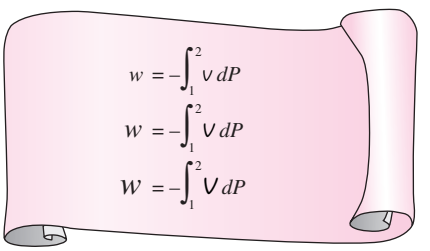


FIGURA 7-42
Cuanto más grande es el volumen específico, mayor es el trabajo producido (o consumido) por un dispositivo de flujo estable.

En las centrales de energía de gas, el fluido de trabajo (típicamente el aire) se comprime en la fase gaseosa y una porción considerable del trabajo de salida de la turbina es consumida por el compresor. Como resultado, una central de energía de este tipo entrega menos trabajo neto por unidad de masa del fluido de trabajo.

EJEMPLO 7-12 Compresión de una sustancia en fase líquida en comparación con una en estado gaseoso

Determine el trabajo de entrada del compresor requerido para comprimir isentrópicamente vapor de agua de 100 kPa a 1 MPa, asumiendo que el vapor existe como *a*) líquido saturado y *b*) vapor saturado en el estado inicial.

Solución Se comprimirá vapor de agua de una presión dada a otra isentrópicamente especificada. Se determinará el trabajo de entrada para los casos en que el vapor es un líquido saturado y como vapor saturado a la entrada.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes. **3** El proceso se considera isentrópico.

Análisis Primero se toma como *sistema* a la turbina y después a la bomba, ambas son volúmenes de control porque la masa cruza sus fronteras. En la figura 7-43 se ofrecen los esquemas de la bomba y la turbina junto con el diagrama *T-s*.

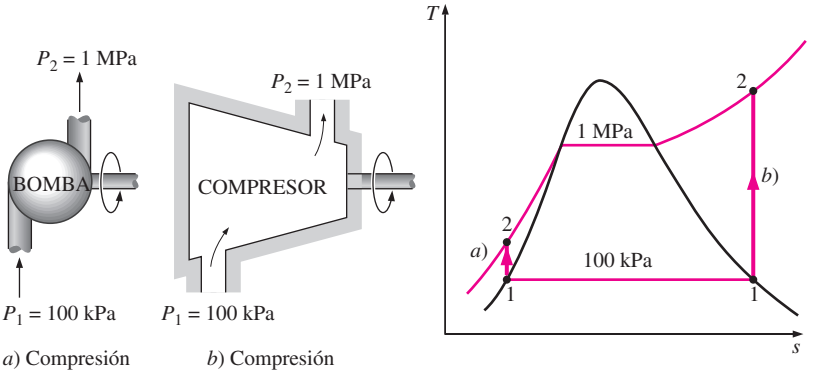
a) En este caso, el vapor de agua es inicialmente un líquido saturado y su volumen específico es

$$v_1 = v_{f\,@\,100\text{ kPa}} = 0.001043\ \text{m}^3/\text{kg} \qquad \text{(Tabla A–5)}$$

lo que permanece esencialmente constante durante el proceso. Por lo tanto,

$$w_{\text{rev,in}} = \int_1^2 v\,dP \cong v_1(P_2 - P_1)$$
$$= (0.001043\ \text{m}^3/\text{kg})[(1\,000 - 100)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= \mathbf{0.94\ kJ/kg}$$

b) Ahora, el vapor de agua es inicialmente un vapor saturado y durante todo el proceso de compresión permanece vapor. Puesto que el volumen específico de un gas cambia considerablemente durante un proceso de este tipo, se necesita saber cómo varía v con P para resolver la integración en la ecuación 7-53. En general, esta relación no se obtiene fácilmente, pero para un proceso isentrópi-



a) Compresión de un líquido

b) Compresión de un vapor

FIGURA 7-43
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-12.

co sí es posible conseguirlo a partir de la segunda relación $T\,ds$, haciendo $ds = 0$:

$$\left.\begin{array}{l} T\,ds = dh - v\,dP \quad \text{(Ec. 7-24)} \\ ds = 0 \quad \text{(proceso isentrópico)} \end{array}\right\} \quad v\,dP = dh$$

Por lo tanto,

$$w_{\text{rev,entrada}} = \int_1^2 v\,dP = \int_1^2 dh = h_2 - h_1$$

También es posible obtener este resultado de la relación de balance de energía para un proceso de flujo estable isentrópico. Luego se determinan las entalpías:

Estado 1:

$$\left.\begin{array}{l} P_1 = 100 \text{ kPa} \\ \text{(vapor saturado)} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} h_1 = 2\,675.0 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 7.3\,589 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \quad \text{(Tabla A–5)}$$

Estado 2:

$$\left.\begin{array}{l} P_2 = 1 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}\right\} \quad h_2 = 3\,194.5 \text{ kJ/kg} \quad \text{(Tabla A–6)}$$

Así, $$w_{\text{rev,entrada}} = (3\,194.5 - 2\,675.0) \text{ kJ/kg} = \mathbf{519.5 \text{ kJ/kg}}$$

Explicación Observe que comprimir el vapor de agua en estado gaseoso requeriría 500 veces más trabajo que comprimirlo en su forma líquida entre los mismos límites de presión.

Demostración de que los dispositivos de flujo estable entregan el máximo trabajo y consumen el mínimo cuando el proceso es reversible

En el capítulo 6 se mostró que los dispositivos cíclicos (máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor) entregan el máximo trabajo y consumen el mínimo cuando se usan los procesos reversibles. Ahora se demostrará que éste también es el caso para dispositivos individuales como turbinas y compresores que operan de forma estable.

Considere dos dispositivos de flujo estable, uno reversible y otro irreversible, que operan entre los mismos estados de entrada y de salida. Nuevamente, se toman la transferencia de calor hacia el sistema y el trabajo que éste realiza como cantidades positivas, el balance de energía para cada uno de estos dispositivos puede expresarse de forma diferencial como

Real: $$\delta q_{\text{real}} - \delta w_{\text{real}} = dh + d\text{ke} + d\text{pe}$$

Reversible: $$\delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}} = dh + d\text{ke} + d\text{pe}$$

Los lados derechos de estas dos ecuaciones son idénticos porque ambos dispositivos operan entre los mismos estados extremos. Por lo tanto,

$$\delta q_{\text{real}} - \delta w_{\text{real}} = \delta q_{\text{rev}} - \delta w_{\text{rev}}$$

o

$$\delta w_{\text{rev}} - \delta w_{\text{real}} = \delta q_{\text{rev}} - \delta q_{\text{real}}$$

Sin embargo,

$$\delta q_{\text{rev}} = T\,ds$$

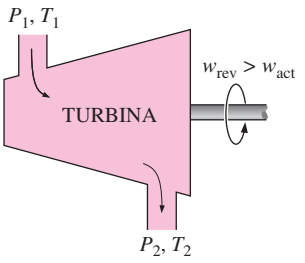


FIGURA 7-44

Una turbina reversible entrega más trabajo que otra irreversible si ambas operan entre los mismos estados extremos.

Al sustituir esta relación en la ecuación anterior y dividiendo cada término por T, se obtiene

$$\frac{\delta w_{rev} - \delta w_{real}}{T} = ds - \frac{\delta q_{real}}{T} \geq 0$$

puesto que

$$ds \geq \frac{\delta q_{real}}{T}$$

También, T es la temperatura absoluta que siempre es positiva. Por lo tanto,

$$\partial w_{rev} \geq \partial w_{real}$$

o

$$w_{rev} \geq w_{real}$$

En consecuencia, los dispositivos que producen trabajo como las turbinas (w es positivo) entregan más trabajo, mientras que los que lo consumen como las bombas y compresores (w es negativo) requieren menos trabajo cuando operan reversiblemente (Fig. 7-44).

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 11 EN EL DVD.

7-11 ▪ MINIMIZACIÓN DEL TRABAJO DEL COMPRESOR

Recientemente hemos mostrado que el trabajo de entrada en un compresor se minimiza cuando el proceso de compresión se ejecuta de manera internamente reversible. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, el trabajo del compresor está dado por (Ec. 7.53)

$$w_{rev,entrada} = \int_1^2 v\, dP \qquad \textbf{(7-56)}$$

Obviamente, una forma de minimizar el trabajo del compresor es aproximarlo tanto como sea posible a un proceso internamente reversible, minimizando irreversibilidades como la fricción, la turbulencia y la compresión sin cuasiequilibrio. El grado que esto puede alcanzar está limitado por consideraciones económicas. Una segunda (y más práctica) manera de reducir el trabajo del compresor es mantener el volumen específico del gas tan pequeño como sea posible durante el proceso de compresión, lo cual se hace manteniendo la temperatura del gas tan baja como sea posible durante la compresión, ya que el volumen específico de un gas es proporcional a la temperatura. Por consiguiente, reducir el trabajo de entrada en un compresor requiere que el gas se enfríe cuando se comprime.

Para una mejor interpretación del efecto de enfriamiento durante el proceso de compresión se compara el trabajo de entrada requerido para tres tipos de procesos: uno *isentrópico* (no implica enfriamiento), otro *politrópico* (incluye un poco de enfriamiento), y uno más *isotérmico* (incluye máximo enfriamiento). Suponiendo que todos los procesos se ejecutan entre los mismos niveles de presión (P_1 y P_2) de una forma internamente reversible y el gas se comporta como uno ideal ($Pv = RT$) con calores específicos constantes, se observa que el trabajo de compresión se determina al realizar la integración expresada en la ecuación 7-56 para cada caso, con los siguientes resultados:

Isentrópico (Pv^k = constante):

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k-1} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1\right] \quad \textbf{(7-57a)}$$

Politrópico (Pv^n = constante):

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n-1} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] \quad \textbf{(7-57b)}$$

Isotérmico (Pv = constante):

$$w_{\text{comp,entrada}} = RT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad \textbf{(7-57c)}$$

Los tres procesos se trazan sobre un diagrama P-v en la figura 7-45 para el mismo estado de entrada y presión de salida. En un diagrama P-v, el área a la izquierda de la curva del proceso es la integral $v\,dP$. Por lo tanto es una medida del trabajo de compresión del flujo estable. En este diagrama es interesante observar que de los tres casos considerados internamente reversibles, la compresión adiabática (Pv^k = constante) requiere el trabajo máximo mientras que la compresión isotérmica (T = constante o Pv = constante) requiere el mínimo. El trabajo de entrada requerido para el caso politrópico (Pv^n = constante) está entre estos dos y disminuye cuando el exponente politrópico n disminuye, lo que aumenta el rechazo de calor durante el proceso de compresión. Si se remueve suficiente calor, el valor de n se aproxima a la unidad y el proceso se vuelve isotérmico. Una manera común de enfriar el gas durante la compresión es usar camisas de agua alrededor de la carcasa de los compresores.

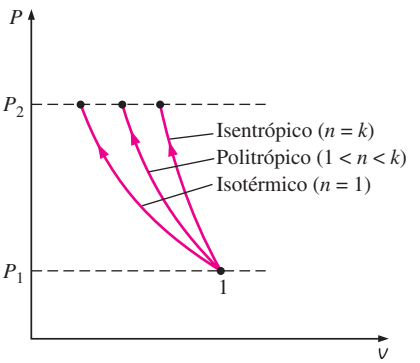


FIGURA 7-45

Diagramas P-v y los procesos de compresión isentrópicos, politrópicos e isotérmicos entre los mismos límites de presión.

Compresión por etapas múltiples con interenfriamiento

De lo anterior, queda claro que es deseable enfriar un gas cuando está comprimido porque esto reduce el trabajo de entrada requerido al compresor. Sin embargo, a menudo no es posible tener el enfriamiento adecuado a través de la carcasa del compresor y es necesario usar otras técnicas para lograr un enfriamiento eficaz. Una técnica es la **compresión por etapas múltiples con interenfriamiento**, en la que el gas se comprime en etapas y se enfría entre cada una de éstas pasándolo a través de un cambiador de calor llamado *interenfriador*. Idealmente, el proceso de enfriamiento tiene lugar a presión constante y el gas se enfría a la temperatura inicial T_1 en cada interenfriador. La compresión por etapas múltiples con interenfriador es especialmente atractiva cuando un gas será comprimido a muy altas presiones.

En la figura 7-46 se ilustra gráficamente en diagramas P-v y T-s el efecto que causa el interenfriamiento sobre el trabajo de un compresor de dos etapas. El gas está comprimido en la primera etapa desde P_1 hasta una presión intermedia P_x, enfriado a presión constante a la temperatura inicial T_1 y comprimido en la segunda etapa a la presión final P_2. En general, los procesos de compresión pueden modelarse como politrópicos (Pv^n = constante) donde el valor de n varía entre k y 1. El área sombreada sobre el diagrama P-v representa el trabajo ahorrado como resultado de la compresión de dos etapas con interenfriamiento. Con fines comparativos se muestran las trayectorias del proceso isotérmico y también los procesos politrópicos para una sola etapa.

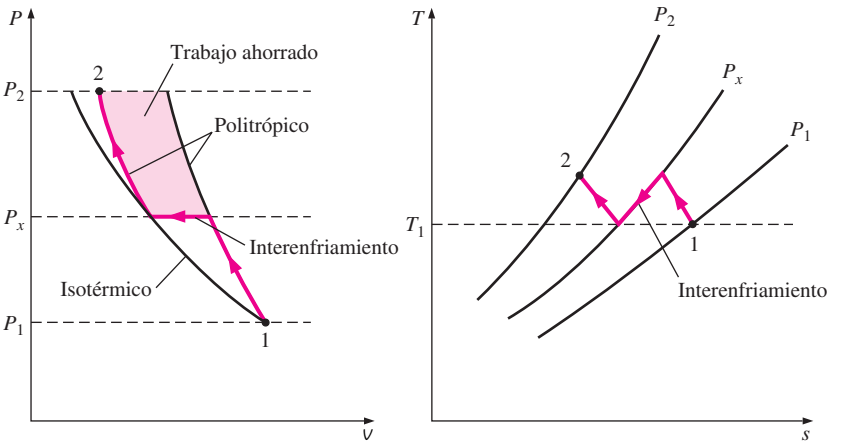


FIGURA 7-46
Los diagramas *P*-*v* y *T*-*s* para un proceso de compresión de flujo estable de dos etapas.

El tamaño del área sombreada (trabajo de entrada ahorrado) varía con el valor de la presión intermedia P_x, y para la práctica es de gran interés determinar las condiciones bajo las cuales esta área se maximiza. El trabajo total de entrada para un compresor de dos etapas es la suma del trabajo de entrada en cada etapa de compresión, como se determinó en la ecuación 7-57*b*:

$$w_{\text{comp, entrada}} = w_{\text{comp I, entrada}} + w_{\text{comp II, entrada}} \tag{7-58}$$

$$= \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] + \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_x}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

La única variable en esta ecuación es P_x, cuyo valor que minimiza el trabajo total se determina al derivar esta expresión respecto a P_x e igualar la expresión resultante a cero. Esto es

$$P_x = (P_1P_2)^{1/2} \quad \text{o} \quad \frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x} \tag{7-59}$$

Es decir, para *minimizar el trabajo de compresión durante la compresión de dos etapas, la relación de presión por cada etapa del compresor debe ser la misma*. Cuando se satisface esta condición, el trabajo de compresión en cada etapa se vuelve idéntico, es decir, $w_{\text{comp I,entrada}} = w_{\text{comp II,entrada}}$.

EJEMPLO 7-13 Trabajo de entrada para diversos procesos de compresión

Se comprime aire de manera estable por medio de un compresor reversible desde un estado de entrada de 100 kPa y 300 K hasta una presión de salida de 900 kPa. Determine el trabajo del compresor por unidad de masa para *a*) la compresión isentrópica con $k = 1.4$, *b*) la compresión politrópica con $n = 1.3$, *c*) la compresión isotérmica y *d*) la compresión ideal en dos etapas con interenfriamiento y un exponente politrópico de 1.3.

Solución El aire se comprime reversiblemente de un estado especificado a una presión especificada. Se determinará el trabajo del compresor para los casos isentrópicos, politrópicos, isotérmicos y de compresión de dos etapas.

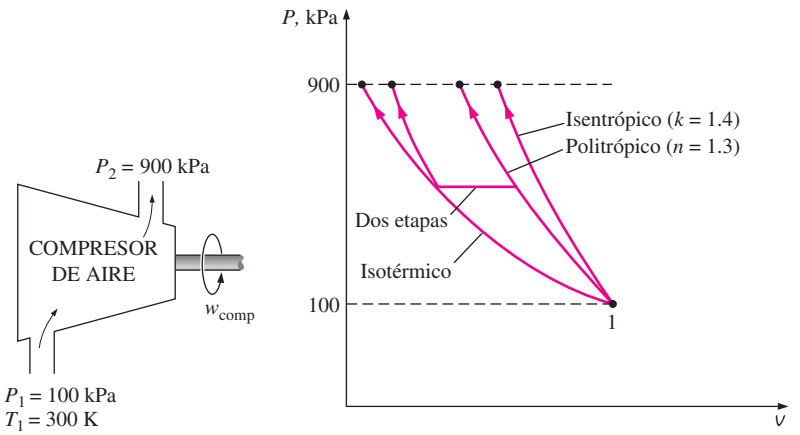


FIGURA 7-47
Esquema y diagrama *P*-*v* para el ejemplo 7-13.

Suposiciones **1** Existen condiciones de operación estable. **2** En las condiciones especificadas, puede tratarse el aire como un gas ideal. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera al compresor como el sistema, el cual es un volumen de control porque la masa cruza las fronteras del sistema. En la figura 7-47 se ofrece un esquema del sistema, así como un diagrama *T*-*s* para el proceso.

El trabajo de compresión de flujo estable para estos cuatro casos se determina usando las relaciones desarrolladas anteriormente en esta sección:

a) la compresión isentrópica con $k = 1.4$:

$$w_{\text{comp,ent}} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]$$

$$= \frac{(1.4)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})}{1.4-1}\left[\left(\frac{900\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1.4-1)/1.4} - 1\right]$$

$$= \mathbf{263.2\ kJ/kg}$$

b) La compresión politrópica con $n = 1.3$:

$$w_{\text{comp,ent}} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$= \frac{(1.3)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})}{1.3-1}\left[\left(\frac{900\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1.3-1)/1.3} - 1\right]$$

$$= \mathbf{246.4\ kJ/kg}$$

c) La compresión isotérmica:

$$w_{\text{comp,ent}} = RT\ln\frac{P_2}{P_1} = (0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})\ln\frac{900\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}$$

$$= \mathbf{189.2\ kJ/kg}$$

d) La compresión ideal en dos etapas con interenfriamiento ($n = 1.3$): en este caso, la relación de presión por cada etapa es la misma y su valor es

$$P_x = (P_1P_2)^{1/2} = [(100\ \text{kPa})(900\ \text{kPa})]^{1/2} = 300\ \text{kPa}$$

El trabajo del compresor en cada etapa también es el mismo, por lo tanto el trabajo total de este dispositivo es dos veces el de compresión para una sola etapa:

$$w_{\text{comp,ent}} = 2w_{\text{comp I,ent}} = 2\,\frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_x}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$= \frac{2(1.3)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})}{1.3-1}\left[\left(\frac{300\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right)^{(1.3-1)/1.3} - 1\right]$$

$$= \mathbf{215.3\ kJ/kg}$$

Explicación De los cuatro casos, la compresión isotérmica requiere el trabajo mínimo y la isentrópica el máximo. El trabajo del compresor disminuye cuando se utilizan dos etapas de compresión politrópica en lugar de una sola. Cuando aumenta el número de etapas del compresor, el trabajo del compresor se aproxima al valor obtenido para el caso isotérmico.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 12 EN EL DVD.

7-12 ▪ EFICIENCIAS ISENTRÓPICAS DE DISPOSITIVOS DE FLUJO ESTABLE

Se ha mencionado repetidamente que las irreversibilidades son inherentes a todos los procesos reales y que su efecto siempre es la degradación del desempeño de los dispositivos. Al hacer análisis en ingeniería sería deseable contar con algunos parámetros que permitan cuantificar en los dispositivos el grado de degradación de energía. En el capítulo anterior se hizo esto para los dispositivos cíclicos, como máquinas térmicas y refrigeradores, comparando los ciclos reales con los idealizados, como el de Carnot. Un ciclo que estaba completamente compuesto de procesos reversibles sirvió como *ciclo modelo* con el que los reales podrían ser comparados. Este ciclo modelo e ideal permitió determinar los límites teóricos de funcionamiento en dispositivos cíclicos que se hallan bajo condiciones especificadas, y examinar cómo es afectado el desempeño de dispositivos reales como resultado de las irreversibilidades.

Ahora, el análisis se extiende a dispositivos de ingeniería discretos que trabajan bajo condiciones de flujo estable, como turbinas, compresores y toberas, y se examina el grado de degradación de energía causada por las irreversibilidades en estos dispositivos. Sin embargo, primero es necesario definir un proceso ideal que sirva como modelo para los reales.

Aunque es inevitable alguna transferencia de calor entre estos dispositivos y los alrededores, se proponen muchos dispositivos de flujo estable para operar bajo condiciones adiabáticas. Por lo tanto, el proceso modelo para estos dispositivos debe ser uno adiabático. Además, un proceso ideal no debe incluir irreversibilidades porque el efecto de irreversibilidad siempre será degradar el desempeño de los dispositivos. Así, el proceso ideal que puede servir como un modelo conveniente para los dispositivos de flujo estable adiabáticos es el *isentrópico* (Fig. 7-48).

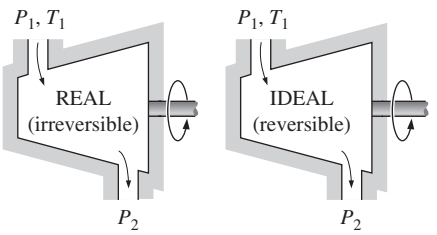


FIGURA 7-48
El proceso isentrópico no incluye irreversibilidades y sirve como proceso ideal para los dispositivos adiabáticos.

Cuanto más se acerque el proceso real al isentrópico idealizado, mejor se desempeñará el dispositivo. Por esto es muy importante tener un parámetro que exprese cuantitativamente cuán eficazmente un dispositivo real se aproxima a uno idealizado, tal parámetro es la **eficiencia isentrópica** o **adiabática**, que es una medida de la desviación de los procesos reales respecto de los idealizados correspondientes.

Las eficiencias isentrópicas están definidas en distinta forma para diversos dispositivos, ya que cada uno tiene sistemas diferentes de realizar tareas. A continuación definimos las eficiencias isentrópicas de turbinas, compresores y toberas comparando su rendimiento real con el que desarrollan bajo condiciones isentrópicas para el mismo estado de entrada y presión de salida.

Eficiencia isentrópica de turbinas

Para una turbina que opera en forma estable, el estado de entrada del fluido de trabajo y la presión de escape son fijos. Por lo tanto, el proceso ideal para una turbina adiabática es un proceso isentrópico entre el estado de entrada y la presión de escape. La salida deseada de una turbina es el trabajo producido y la **eficiencia isentrópica de una turbina** se define como *la relación entre la salida de trabajo real de la turbina y la salida de trabajo que se lograría si el proceso entre el estado de entrada y la presión de salida fueran isentrópicos*:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo real de la turbina}}{\text{Trabajo isentrópico de la turbina}} = \frac{w_a}{w_s} \qquad \textbf{(7-60)}$$

Normalmente los cambios en las energías cinética y potencial asociados con una corriente de fluido que circula a través de una turbina son pequeños en comparación con el cambio en la entalpía, de manera que pueden considerarse como insignificantes. La salida de trabajo de una turbina adiabática entonces se vuelve simplemente el cambio en la entalpía, por lo que la ecuación 7-60 expresa

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \qquad \textbf{(7-61)}$$

donde el h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos real e isentrópico, respectivamente (Fig. 7-49).

El valor de η_T depende en gran medida del diseño de los componentes individuales que constituyen la turbina, por eso las turbinas grandes y bien diseñadas tienen eficiencias isentrópicas superiores a 90 por ciento. Para turbinas pequeñas, sin embargo, puede disminuir incluso por debajo de 70 por ciento. El valor de la eficiencia isentrópica de una turbina se determina al medir la salida de trabajo real de la turbina y calcular la salida de trabajo isentrópico para las condiciones de entrada y la presión de salida medidas. Este valor puede usarse entonces convenientemente en el diseño de centrales de energía.

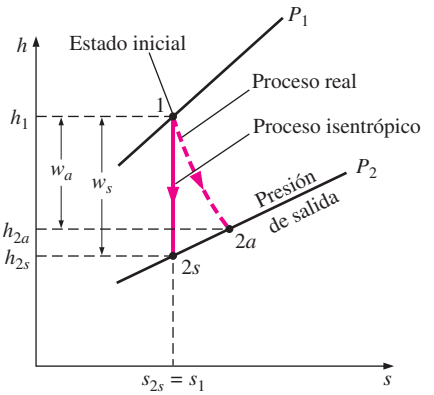


FIGURA 7-49
Diagrama *h-s* para los procesos real e isentrópico de una turbina adiabática.

EJEMPLO 7-14 Eficiencia isentrópica de una turbina de vapor

Entra vapor de forma estable en una turbina adiabática a 3 MPa y 400°C, y sale a 50 kPa y 100°C. Si la potencia de salida de la turbina es 2 MW, determine *a*) la eficiencia isentrópica de la turbina y *b*) el flujo másico del vapor que circula a través de la turbina.

Solución Vapor fluye de forma estable en una turbina entre los estados de entrada y de salida. Se determinarán la eficiencia isentrópica y el flujo másico para una potencia especificada de salida.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

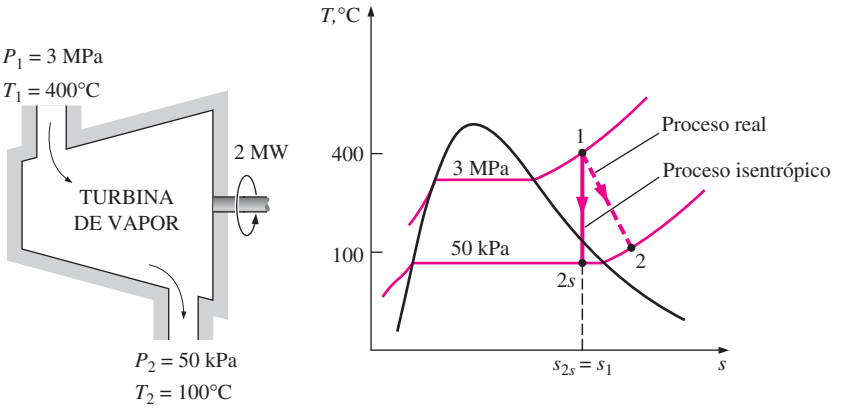


FIGURA 7-50
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-14.

Análisis En la figura 7-50 se muestra un esquema del sistema, así como un diagrama *T-s* del proceso.

a) Las entalpías en los diversos estados son

$$\textit{Estado 1:} \quad \left.\begin{matrix} P_1 = 3\ \text{MPA} \\ T_1 = 400\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 3\,231.7\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 6.9235\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

$$\textit{Estado 2a:} \quad \left.\begin{matrix} P_{2a} = 50\ \text{kPa} \\ T_{2a} = 100\text{C} \end{matrix}\right\} \quad h_{2a} = 2\,682.4\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

La entalpía de salida del vapor para el proceso isentrópico h_{2s} se determina a partir del requerimiento de que la entropía del vapor permanezca constante ($s_{2s} = s_1$):

$$\textit{Estado 2s:} \quad \begin{matrix} P_{2s} = 50\ \text{kPa} \\ (s_{2s} = s_1) \end{matrix} \quad \rightarrow \quad \begin{matrix} s_f = 1.0912\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \\ s_g = 7.5931\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-5)}$$

Obviamente, al final del proceso isentrópico el vapor existe como una mezcla saturada puesto que $s_f < s_{2s} < s_g$. Por lo tanto primero se necesita calcular la calidad en el estado 2*s*:

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.9235 - 1.0912}{6.5019} = 0.897$$

y

$$h_{2s} = h_f + x_{2s}h_{fg} = 340.54 + 0.897(2304.7) = 2407.9\ \text{kJ/kg}$$

Al sustituir estos valores de entalpía en la ecuación 7-61 la eficiencia isentrópica de la turbina será determinada por

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{3231.7 - 2682.4}{3231.7 - 2407.9} = \mathbf{0.667\ o\ 66.7\%}$$

b) El flujo másico de vapor a través de la turbina es determinada a partir del balance de energía para los sistemas de flujo estable:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{a,\text{salida}} + \dot{m}h_{2a}$$

$$\dot{W}_{a,\text{salida}} = \dot{m}(h_1 - h_{2a})$$

$$2\ \text{MW}\left(\frac{1\,000\ \text{kJ/s}}{1\ \text{MW}}\right) = \dot{m}(3\,231.7 - 2\,682.4)\ \text{kJ/kg}$$

$$\dot{m} = \mathbf{3.64\ kg/s}$$

Eficiencias isentrópicas de compresores y bombas

La **eficiencia isentrópica de un compresor** se define como *la relación entre el trabajo de entrada requerido para elevar la presión de un gas a un valor especificado de una manera isentrópica y el trabajo de entrada real*:

$$\eta_C = \frac{\text{Trabajo isentrópico del compresor}}{\text{Trabajo real del compresor}} = \frac{w_s}{w_a} \qquad \textbf{(7-62)}$$

Observe que la eficiencia del compresor isentrópico se define con *la entrada de trabajo isentrópico en el numerador* en lugar de en el denominador. Esto es porque w_s es una cantidad menor que w_a, y esta definición impide que η_C se vuelva mayor a 100 por ciento, lo cual implicaría falsamente que los compresores reales se desempeñan mejor que los isentrópicos. También note que las condiciones de entrada y la presión de salida del gas es la misma para ambos compresores: real e isentrópico.

Cuando son insignificantes los cambios en las energías cinética y potencial del gas mientras éste es comprimido, el trabajo de entrada para un compresor adiabático es igual al cambio en la entalpía, por lo que para este caso la ecuación 7-62 se vuelve

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \qquad \textbf{(7-63)}$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos de compresión real e isentrópico, respectivamente, como se ilustra en la figura 7-51. Nuevamente, el valor de η_C depende en gran medida del diseño del compresor. Los dispositivos de este tipo mejor diseñados tienen eficiencias isentrópicas que van de 80 a 90 por ciento.

Cuando son insignificantes los cambios en las energías potencial y cinética de un líquido, la eficiencia isentrópica de una bomba se define en forma semejante,

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_{2a} - h_1} \qquad \textbf{(7-64)}$$

Cuando no se intenta enfriar el gas cuando se comprime, el proceso de compresión real es casi adiabático y el proceso adiabático reversible (es decir, isentrópico) sirve mejor como proceso ideal. Sin embargo, en ocasiones los *compresores son enfriados intencionalmente* utilizando aletas o camisas de agua colocados alrededor de la carcasa para reducir los requerimientos de trabajo de entrada (Fig. 7-52). En este caso, el proceso isentrópico no es conveniente como modelo porque el dispositivo ya no es adiabático y la eficiencia antes definida del compresor isentrópico no tiene sentido. Un proceso ejemplar realista para compresores que se enfrían intencionalmente durante la compresión es el *proceso isotérmico reversible*. Entonces, es posible definir convenientemente una **eficiencia isotérmica** para casos así comparando el proceso real con otro isotérmico reversible:

$$\eta_C = \frac{w_t}{w_a} \qquad \textbf{(7-65)}$$

donde w_t y w_a son las entradas de trabajo requeridas para el compresor en los casos isotérmico reversible y real, respectivamente.

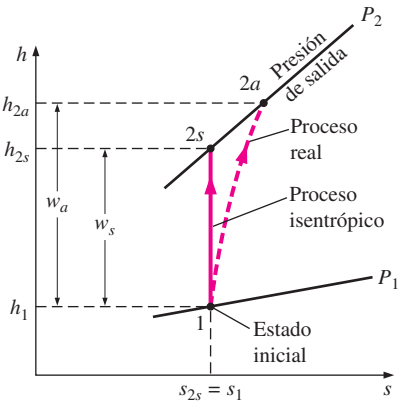


FIGURA 7-51

Diagrama *h-s* para los procesos real e isentrópico de un compresor adiabático.

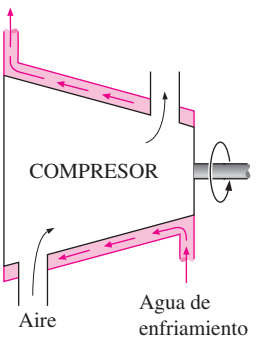


FIGURA 7-52

A veces se enfrían intencionalmente los compresores para minimizar el trabajo de entrada.

EJEMPLO 7-15 Efecto de eficiencia en la entrada de potencia del compresor

Mediante un compresor adiabático se comprime aire de 100 kPa y 12°C a una presión de 800 kPa a una tasa estable de 0.2 kg/s. Si la eficiencia isentrópica del compresor es 80 por ciento, determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) la potencia de entrada requerida en el compresor.

Solución El aire se comprime a una presión y una tasa especificadas. Se determinarán la temperatura de salida y la potencia de entrada para una eficiencia isentrópica dada.

Suposiciones **1** Existen condiciones de operación estables. **2** El aire es un gas ideal. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis En la figura 7-53 se ofrece un esquema del sistema y un diagrama *T-s* del proceso.

a) Sólo se conoce una propiedad (la presión) en el estado de salida y es necesario saber otra más para fijar el estado y así determinar la temperatura de salida. La propiedad que puede determinarse con mínimo esfuerzo en este caso es h_{2a} porque se tiene la eficiencia isentrópica del compresor. A la entrada de este dispositivo,

$$T_1 = 285\ \text{K} \quad \rightarrow \quad h_1 = 285.14\ \text{kJ/kg} \qquad \text{(Tabla A-17)}$$
$$(P_{r1} = 1.1584)$$

La entalpía del aire al final del proceso de compresión isentrópica se determina al usar una de las relaciones isentrópicas de los gases ideales,

$$P_{r2} = P_{r1}\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = 1.1584\left(\frac{800\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}}\right) = 9.2672$$

y

$$P_{r2} = 9.2672 \quad \rightarrow \quad h_{2s} = 517.05\ \text{kJ/kg}$$

Al sustituir las cantidades conocidas en la relación de eficiencia isentrópica, se obtiene

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad \rightarrow \quad 0.80 = \frac{(517.05 - 285.14)\ \text{kJ/kg}}{(h_{2a} - 285.14)\ \text{kJ/kg}}$$

Así,

$$h_{2a} = 575.03\ \text{kJ/kg} \quad \rightarrow \quad T_{2a} = \mathbf{569.5\ K}$$

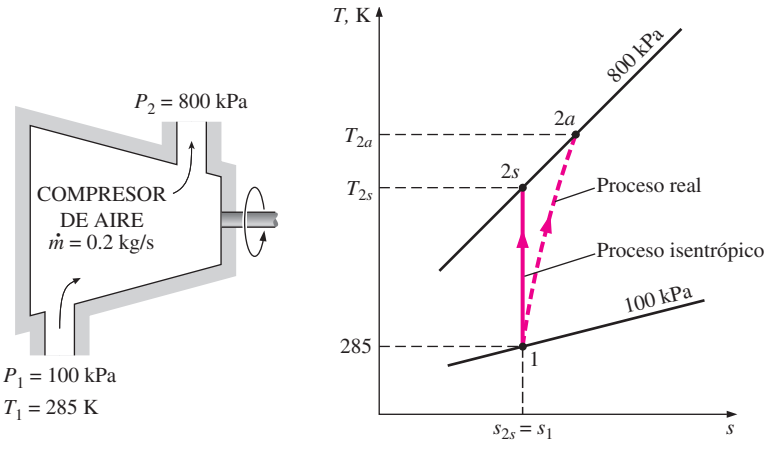


FIGURA 7-53
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7.15.

b) La potencia de entrada requerida en el compresor se determina a partir del balance de energía para dispositivos de flujo estable,

$$\begin{aligned}\dot{E}_{\text{entrada}} &= \dot{E}_{\text{salida}}\\ \dot{m}h_1 + \dot{W}_{a,\text{entrada}} &= \dot{m}h_{2a}\\ \dot{W}_{a,\text{entrada}} &= \dot{m}(h_{2a} - h_1)\\ &= (0.2\ \text{kg/s})[(575.03 - 285.14)\ \text{kJ/kg}]\\ &= \mathbf{58.0\ kW}\end{aligned}$$

Explicación Observe que en la determinación de la potencia de entrada al compresor se empleó h_{2a} en lugar de h_{2s} porque h_{2a} es la entalpía real del aire cuando sale del compresor. La cantidad h_{2s} es un valor de entalpía hipotético que el aire tendría si el proceso fuera isentrópico.

Eficiencia isentrópica de toberas

Las toberas son dispositivos esencialmente adiabáticos y se usan para acelerar un fluido, por consiguiente, los procesos isentrópicos sirven como un modelo conveniente para este tipo de dispositivos. La **eficiencia isentrópica de una tobera** está definida como *la relación entre la energía cinética real del fluido a la salida de la tobera y el valor de la energía cinética a la salida de una tobera isentrópica para los mismos valores en el estado de entrada y la presión de salida*. Es decir,

$$\eta_N = \frac{\text{EC real a la salida de la tobera}}{\text{EC isentrópica a la salida de la tobera}} = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \qquad \textbf{(7-66)}$$

Observe que la presión de salida es la misma para ambos procesos, real e isentrópico, pero el estado de salida es diferente.

Las toberas no incluyen interacción de trabajo y el fluido experimenta un pequeño o ningún cambio en su energía potencial cuando fluye a través del dispositivo. Si además la velocidad de entrada del fluido es pequeña respecto a la velocidad de salida, el balance de energía para este dispositivo de flujo estable se reduce a

$$h_1 = h_{2a} + \frac{V_{2a}^2}{2}$$

Entonces la eficiencia isentrópica de la tobera puede expresarse en términos de la entalpía como

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \qquad \textbf{(7-67)}$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en la salida de la tobera para los procesos real e isentrópico, respectivamente (Fig. 7-54). Las eficiencias isentrópicas de las toberas son superiores a 90 por ciento y no es raro encontrar algunas mayores a 95 por ciento.

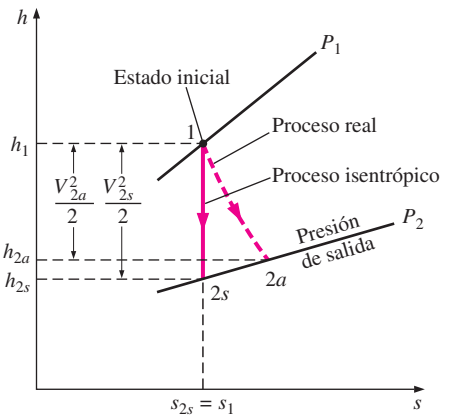


FIGURA 7-54
Diagrama *h-s* de los procesos real e isentrópico de una tobera adiabática.

EJEMPLO 7-16 **Efecto de la eficiencia sobre la velocidad de salida de una tobera**

Aire a 200 kPa y 950 K entra en una tobera adiabática a velocidad baja y se descarga a una presión de 80 kPa. Si la eficiencia isentrópica de la tobera es 92 por ciento, determine: *a*) la posible velocidad de salida máxima, *b*) la temperatura de salida y *c*) la velocidad real de salida del aire. Asuma calores específicos constantes para el aire.

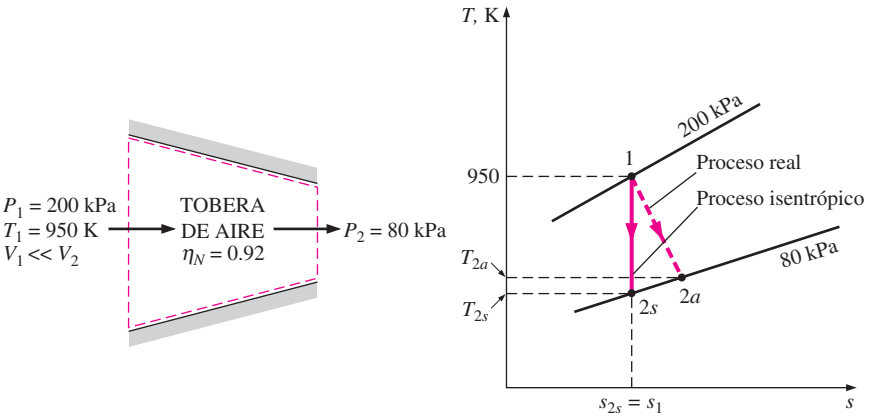


FIGURA 7-55
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-16.

Solución Se considera la aceleración del aire en una tobera, y se determinarán las velocidades de salida máxima y real, así como la temperatura de salida, para una presión de salida especificada y una eficiencia isentrópica.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** El aire es un gas ideal. **3** La energía cinética de entrada es insignificante.

Análisis En la figura 7-55 se da un esquema del sistema y un diagrama *T-s* del proceso.

Durante este proceso de aceleración, la temperatura del aire disminuirá porque algo de su energía interna se convierte en energía cinética. Este problema puede resolverse con precisión si se emplean los datos de la tabla de propiedades del aire; pero aquí se asumen calores específicos constantes (con lo cual se sacrifica algo de exactitud) para demostrar su uso. Suponga una temperatura promedio de aproximadamente 800 K, entonces los valores promedio de c_p y k a esta temperatura promedio pronosticada se determinan de la tabla A-2*b*, en la que $c_p = 1.099$ kJ/kg · K y $k = 1.354$.

a) La velocidad de salida del aire será máxima cuando el proceso en la tobera no incluya irreversibilidades. La velocidad de salida en este caso se determina de la ecuación de energía del flujo estable. Sin embargo, primero es necesario determinar la temperatura de salida. Para el proceso isentrópico de un gas ideal se tiene:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

o

$$T_{2s} = T_1\left(\frac{P_{2s}}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (950\ \text{K})\left(\frac{80\ \text{kPa}}{200\ \text{kPa}}\right)^{0.354/1.354} = 748\ \text{K}$$

Esto da una temperatura promedio de 849 K, lo que es algo superior a la temperatura promedio supuesta (800 K). Es posible afinar este resultado si se reevalúa el valor de k a 749 K y se repiten los cálculos, pero no se garantiza su exactitud porque las dos temperaturas promedio son suficientemente cercanas (hacerlo así cambiaría la temperatura por sólo 1.5 K, lo cual no es significativo).

Ahora se determinará la velocidad de salida isentrópica del aire a partir del balance de energía para este proceso isentrópico de flujo estable:

$$e_{\text{ent}} = e_{\text{sal}}$$

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_{2s} + \frac{V_{2s}^2}{2}$$

o

$$V_{2s} = \sqrt{2(h_1 - h_{2s})} = \sqrt{2c_{p,\text{prom}}(T_1 - T_{2s})}$$
$$= \sqrt{2(1.099\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})[(950 - 748)\ \text{K}]\left(\frac{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$
$$= \mathbf{666\ m/s}$$

b) La temperatura real de salida del aire es superior a la temperatura de salida isentrópica evaluada anteriormente, y se determina de

$$\eta_N \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{c_{p,\text{prom}}\,(T_1 - T_{2a})}{c_{p,\text{prom}}\,(T_1 - T_{2s})}$$

o

$$0.92 = \frac{950 - T_{2a}}{950 - 748} \quad \rightarrow \quad T_{2a} = \mathbf{764\ K}$$

Es decir, la temperatura es 16 K superior en la salida de la tobera real debido a irreversibilidades como la fricción. Esto representa una pérdida puesto que la elevación en la temperatura se produce a expensas de la energía cinética (Fig. 7-56).

c) La velocidad real de salida del aire se puede determinar a partir de la definición de eficiencia isentrópica de una tobera,

$$\eta_N = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \quad \rightarrow \quad V_{2a} = \sqrt{\eta_N V_{2s}^2} = \sqrt{0.92(666\ \text{m/s})^2} = \mathbf{639\ m/s}$$

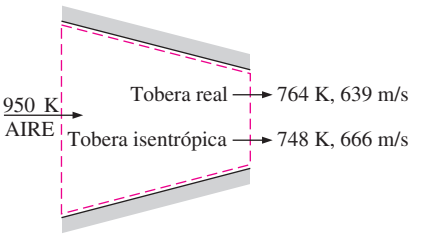


FIGURA 7-56
Una sustancia sale de las toberas reales a una temperatura superior (por lo tanto a una velocidad menor) como resultado de la fricción.

7-13 ▪ BALANCE DE ENTROPÍA

La propiedad *entropía* es una medida de desorden molecular o aleatoriedad de un sistema, y la segunda ley de la termodinámica establece que la entropía puede crearse pero no destruirse. Por consiguiente, el cambio de entropía de un sistema durante un proceso es mayor a la transferencia de entropía en una cantidad igual hacia la entropía generada durante el proceso dentro del sistema, entonces el *principio de incremento de entropía* para cualquier sistema se expresa como (Fig. 7-57)

$$\begin{pmatrix}\text{Entropía}\\ \text{total de}\\ \text{entrada}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Entropía}\\ \text{total de}\\ \text{salida}\end{pmatrix} + \begin{pmatrix}\text{Entropía}\\ \text{total}\\ \text{generada}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Cambio en la}\\ \text{entropía total}\\ \text{del sistema}\end{pmatrix}$$

o

$$S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}} + S_{\text{generada}} = \Delta S_{\text{sistema}} \qquad \textbf{(7-68)}$$

lo cual es una declaración verbal de la ecuación 7-9. Esta relación a menudo se nombra como el **balance de entropía** y es aplicable a cualquier sistema que experimenta cualquier proceso. La anterior relación de balance de entropía puede enunciarse como: *el cambio de entropía de un sistema durante un proceso es igual a la transferencia de entropía neta a través de la frontera del sistema y la entropía generada dentro de éste*. A continuación se analizarán varias condiciones de esta relación.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 7, SECC. 13 EN EL DVD.

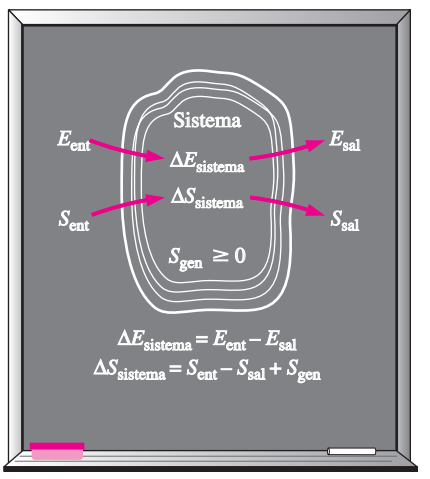


FIGURA 7-57
Balances de energía y entropía para un sistema.

Cambio de entropía de un sistema, $\Delta S_{\text{sistema}}$

A pesar de la reputación que la entropía tiene de ser vaga y abstracta y de la intimidación que provoca, el balance de entropía es realmente más fácil de manejar que el de energía, por lo tanto, al contrario de ésta, la entropía no existe en varias formas. En consecuencia, la determinación de cambio de entropía de un sistema durante un proceso implica evaluar la entropía del sistema tanto al principio como al final del proceso y calcular su diferencia. Es decir,

$$\text{Cambio de entropía} = \text{Entropía en el estado final} - \text{Entropía en el estado inicial}$$

o

$$\Delta S_{\text{sistema}} = S_{\text{final}} - S_{\text{inicial}} = S_2 - S_1 \qquad \textbf{(7-69)}$$

La entropía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que el estado del sistema cambie. Así, el cambio de entropía de un sistema es cero si el estado del sistema no cambia durante el proceso. Por ejemplo, el cambio de entropía de dispositivos de flujo estable como toberas, compresores, turbinas, bombas y cambiadores de calor son cero mientras operan de forma estable.

Cuando las propiedades del sistema no son uniformes, la entropía del sistema puede determinarse por la integración de

$$S_{\text{sistema}} = \int s \; m = \int_V s\rho \; dV \qquad \textbf{(7-70)}$$

donde V es el volumen del sistema y ρ es la densidad.

Mecanismos de transferencia de entropía, S_{entrada} y S_{salida}

La entropía puede transferirse hacia o desde un sistema por dos mecanismos: *transferencia de calor* y *flujo másico* (en contraste, la energía también se transfiere por trabajo). La transferencia de entropía es reconocida en la frontera del sistema cuando la cruza, y representa la entropía ganada o perdida por un sistema durante un proceso. La única forma de interacción de entropía asociada con una masa fija o un sistema cerrado es la *transferencia de calor*, por lo tanto la transferencia de entropía para un sistema cerrado adiabático es cero.

1 Transferencia de calor

En esencia, el calor es una forma de energía desorganizada y alguna desorganización (entropía) fluirá con éste. La transferencia de calor hacia un sistema aumenta su entropía y en consecuencia el nivel de desorden molecular o aleatoriedad, mientras que la transferencia de calor desde un sistema lo disminuye. De hecho, el rechazo de calor es la única manera en que puede disminuirse la entropía de una masa fija. La razón de la transferencia de calor Q en un sitio a temperatura absoluta T de ese mismo sitio se llama *flujo de entropía* o *transferencia de entropía* y se expresa como (Fig. 7-58)

Transferencia de entropía por transferencia de calor:

$$S_{\text{calor}} = \frac{Q}{T} \qquad (T = \text{constante}) \qquad \textbf{(7-71)}$$

La cantidad Q/T representa la transferencia de entropía acompañada por la transferencia de calor, mientras que la dirección de la transferencia de entropía es igual a la de calor ya que la temperatura termodinámica T siempre es una cantidad positiva.

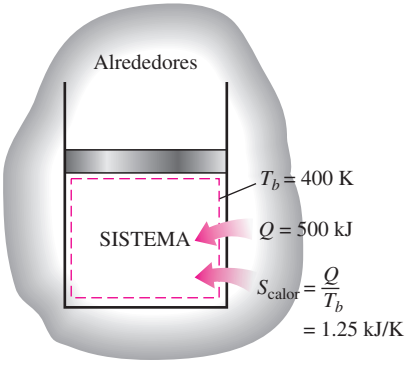


FIGURA 7-58

La transferencia de calor siempre está acompañada por la transferencia de entropía en cantidad de Q/T, donde T es la temperatura de la frontera.

Cuando la temperatura T no es constante, la transferencia de entropía durante un proceso 1-2 puede determinarse por la integración (o por la suma, si es apropiado)

$$S_{\text{calor}} = \int_1^2 \frac{Q}{T} \cong \frac{Q_k}{T_k} \qquad \textbf{(7-72)}$$

donde Q_k es la transferencia de calor a través de la frontera a la temperatura T_k en el sitio k.

Cuando dos sistemas están en contacto, la transferencia de entropía del más caliente es igual a la transferencia de entropía en el punto de contacto más frío. Es decir, la entropía no puede crearse o destruirse en la frontera porque ésta no tiene espesor y no ocupa volumen.

Observe que el **trabajo** es libre de entropía, por lo tanto no hay transferencia de entropía por el trabajo. La energía se transfiere por calor y trabajo, mientras que la entropía sólo se transfiere por calor. Es decir,

Transferencia de entropía por trabajo: $S_{\text{trabajo}} = 0$ **(7-73)**

La primera ley de la termodinámica no distingue entre la transferencia de calor y trabajo; considera a ambos como *iguales*. La distinción entre la transferencia de calor y el trabajo es introducida por la segunda ley: *una interacción de energía que se acompaña por transferencia de entropía es una transferencia de calor, y una interacción de energía que no se acompaña por transferencia de entropía es el trabajo*. Es decir, no se intercambia entropía durante una interacción de trabajo entre un sistema y sus alrededores. Así, sólo se intercambia energía durante la interacción de trabajo considerando que se intercambian energía y entropía durante la transferencia de calor (Fig. 7-59).

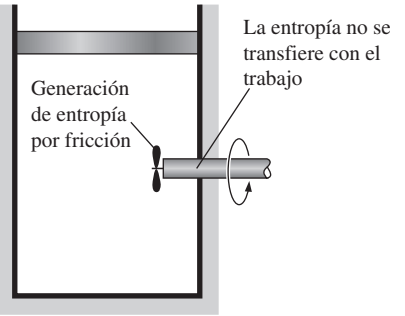


FIGURA 7-59
La entropía no acompaña el trabajo cuando cruza la frontera del sistema, pero la entropía puede generarse dentro del sistema cuando el trabajo se disipa en una forma menos útil de energía.

2 Flujo másico

La masa contiene tanto entropía como energía, y los contenidos de éstas en un sistema son proporcionales a la masa. (Cuando la masa de un sistema se duplica, también lo hacen los contenidos de entropía y energía de ésta.) Tanto la entropía como la energía son llevadas hacia o desde un sistema por corrientes de materia, y las tasas de entropía y energía transportadas hacia o desde un sistema son proporcionales a la tasa de flujo másico. Los sistemas cerrados no involucran flujo másico, por lo tanto tampoco ningún tipo de transferencia de entropía por masa. Cuando una masa en una cantidad m entra o sale de un sistema, la acompaña entropía en una cantidad ms, donde s es la entropía específica (entropía por unidad de masa que entra o sale) (Fig. 7-60). Es decir,

Transferencia de entropía por flujo másico: $S_{\text{masa}} = ms$ **(7-74)**

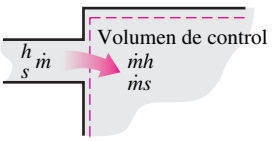


FIGURA 7-60
La masa contiene entropía así como energía, por lo tanto el flujo másico hacia o desde el sistema siempre se acompaña por la transferencia de energía y de entropía.

Por consiguiente, la entropía de un sistema aumenta por ms cuando la masa en cantidad m entra y disminuye en la misma cantidad cuando la misma cantidad de masa en el mismo estado sale del sistema. Cuando las propiedades de la masa cambian durante el proceso, la transferencia de entropía por flujo de masa se determina a partir de la integración de

$$\dot{S}_{\text{masa}} = \int_{A_c} s\ V_n\, dA_c \quad \text{y} \quad S_{\text{masa}} = \int s\ m = \int_{\Delta t} \dot{S}_{\text{masa}}\, dt \qquad \textbf{(7-75)}$$

donde A_c, es el área transversal del flujo y V_n es la velocidad local normal a dA_c.

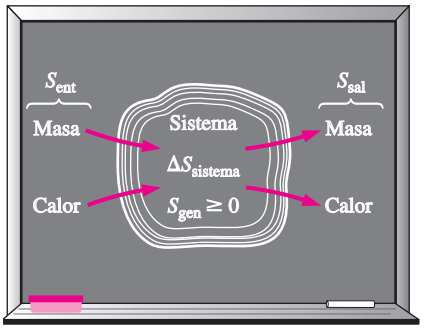


FIGURA 7-61
Mecanismos de transferencia de entropía para un sistema general.

Generación de entropía, S_{gen}

Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, la expansión libre, y la compresión o expansión sin cuasiequilibrio, siempre ocasionan que la entropía de un sistema aumente, por lo tanto la generación de entropía es una medida de entropía creada por tales efectos durante un proceso.

Para un *proceso reversible* (un proceso que no involucra irreversibilidades) la generación de entropía es cero y por lo tanto el *cambio de entropía* de un sistema es igual a la *transferencia de entropía*. Por consiguiente, la relación de balance de entropía para el caso reversible se vuelve análoga a la relación de balance de energía la cual establece que el *cambio de energía* de un sistema durante un proceso es igual a la *transferencia de energía* durante ese proceso. Sin embargo, observe que el cambio de energía de un sistema es igual a la transferencia de energía para *cualquier* proceso, pero el cambio de entropía de un sistema es igual a la transferencia de entropía para un proceso *reversible*.

La transferencia de entropía por calor Q/T es cero para los sistemas adiabáticos y la transferencia de entropía por masa ms es cero para sistemas que no involucran el flujo másico a través de su frontera (es decir, sistemas cerrados).

El balance de entropía para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* puede expresarse más explícitamente como

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de}\\ \text{entropía por calor y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{de entropía}}} \qquad (\text{kJ/K}) \qquad \textbf{(7-76)}$$

o, en **forma de tasa**, como

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de entropía por}\\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Tasa de}\\ \text{generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de}\\ \text{cambio}\\ \text{de entropía}}} \qquad (\text{kW/K}) \qquad \textbf{(7-77)}$$

donde las tasas de transferencia de entropía por calor transferido a una tasa de $\dot{Q}$ y una masa que fluye a una tasa de $\dot{m}$ son $\dot{S}_{\text{calor}} = \dot{Q}/T$ y $\dot{S}_{\text{masa}} = \dot{m}s$. El balance de entropía también puede expresarse por **unidad de masa**, como

$$(s_{\text{entrada}} - s_{\text{salida}}) + s_{\text{gen}} = \Delta s_{\text{sistema}} \qquad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \qquad \textbf{(7-78)}$$

donde todas las cantidades se expresan por unidad de masa del sistema. Para un *proceso reversible*, el término de generación de entropía S_{gen} desaparece en todas las relaciones anteriores.

El término S_{gen} únicamente representa la generación de entropía *dentro de la frontera del sistema* (Fig. 7-61), y no la generación de entropía que durante el proceso puede ocurrir fuera de ésta como resultado de irreversibilidades externas. Por consiguiente, un proceso en el que $S_{\text{gen}} = 0$ es *internamente reversible*, pero no necesariamente será *totalmente* reversible. La entropía *total* generada durante un proceso puede determinarse aplicando el balance de entropía a un sistema extendido que incluye el sistema mismo y sus alrededores inmediatos, donde podrían estar sucediendo irreversibilidades externas (Fig. 7-62). El cambio de entropía en este caso es igual a la suma del cambio de entropía del sistema y el de los alrededores inmediatos. Observe que bajo condiciones estables, el estado y por lo tanto la entropía de los alrededores inmediatos (llamado "zona de intercambio") en cualquier punto no cambia durante el proceso, y que el cambio de entropía de esta zona es cero. De existir algún cambio en dicha zona, normalmente será pequeña en relación con el cambio de entropía del sistema y por lo tanto resulta insignificante.

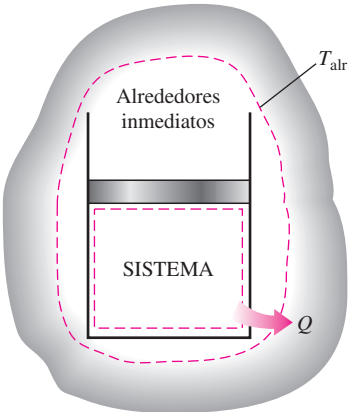


FIGURA 7-62
La generación de entropía fuera de las fronteras del sistema puede considerarse al escribir un balance de entropía en un sistema extendido que incluya el sistema y a sus alrededores inmediatos.

Al evaluar la transferencia de entropía entre un sistema extendido y los alrededores, la temperatura en la frontera de este sistema se considera simplemente como la *temperatura del ambiente*.

Sistemas cerrados

Un sistema cerrado no involucra *flujo másico* a través de sus fronteras, por lo que su cambio de entropía simplemente es la diferencia entre las entropías inicial y final del sistema. El *cambio de entropía* de un sistema cerrado se debe a la *transferencia de entropía* que acompaña a la transferencia de calor y la *generación de entropía* dentro de las fronteras del sistema. Si se toma la dirección positiva de la transferencia de calor *hacia* el sistema, la relación de balance de entropía general (Ec. 7-76) puede expresarse para un sistema cerrado como

$$\textit{Sistema cerrado:} \qquad \frac{Q_k}{T_k} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} = S_2 - S_1 \qquad \text{(kJ/K)} \qquad \textbf{(7-79)}$$

La relación de balance de entropía anterior puede expresarse como:

> El cambio de entropía de un sistema cerrado durante un proceso es igual a la suma de entropía neta transferida a través de la frontera del sistema mediante la transferencia de calor y la entropía generada dentro de las fronteras del sistema.

Para un *proceso adiabático* ($Q = 0$), el término de transferencia de entropía en la relación anterior se elimina y el cambio de entropía del sistema cerrado se vuelve igual a la generación de entropía dentro de las fronteras del sistema. Es decir,

$$\textit{Sistema cerrado adiabático:} \qquad S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema adiabático}} \qquad \textbf{(7-80)}$$

Observe que cualquier sistema cerrado y sus alrededores puede ser considerado como uno adiabático y que el cambio de entropía total de un sistema es igual a la suma de los cambios de entropía en sus partes; así, el balance de entropía para un sistema cerrado y sus alrededores puede escribirse como

$$\textit{Sistema + Alrededores:} \qquad S_{\text{gen}} = \sum \Delta S = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{alrededores}} \qquad \textbf{(7-81)}$$

donde $\Delta S_{\text{sistema}} = m(s_2 - s_1)$ y el cambio de entropía de los alrededores puede ser determinado a partir de $\Delta S_{\text{alrededores}} = Q_{\text{alrededores}}/T_{\text{alrededores}}$ si su temperatura es constante. En las etapas iniciales del estudio de entropía y la transferencia de entropía, es mejor comenzar con la forma general del balance de entropía (Ec. 7-76) y simplificarla para el problema que se vaya a considerar. Es conveniente usar las relaciones específicas anteriores después de alcanzar cierto grado de comprensión intuitiva del material.

Volúmenes de control

Las relaciones de balance de entropía para los volúmenes de control difieren de las de los sistemas cerrados en los que se involucra un mecanismo más de intercambio de entropía: *flujo másico a través de las fronteras*. Como se mencionó antes, la masa posee tanto entropía como energía y las cantidades de estas dos propiedades extensivas son proporcionales a la cantidad de masa (Fig. 7-63).

Si se toma la dirección positiva de transferencia de calor *hacia* el sistema, las relaciones generales de balance de entropía (Ecs. 7-76 y 7-77) pueden expresarse para los volúmenes de control como

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + \sum m_i s_i - \sum m_e s_e + S_{\text{gen}} = (S_2 - S_1)_{\text{CV}} \qquad \text{(kJ/K)} \qquad \textbf{(7-82)}$$

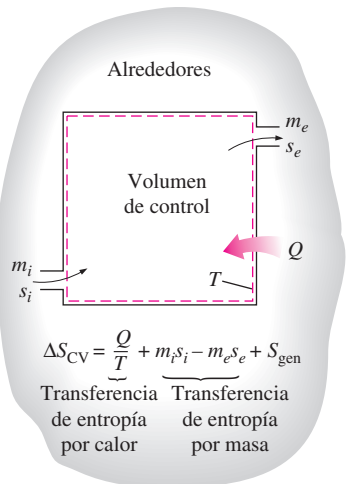


FIGURA 7-63
La entropía de un volumen de control cambia como resultado del flujo de masa, así como la transferencia de calor.

o, en la forma de tasa, como

$$\sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \sum \dot{m}_i s_i - \sum \dot{m}_e s_e + \dot{S}_{\text{gen}} = dS_{\text{CV}}/dt \qquad \text{(kW/K)} \qquad \textbf{(7-83)}$$

Es posible expresar esta relación de balance de entropía como:

> La tasa de cambio de entropía dentro del volumen de control durante un proceso es igual a la suma de la tasa de transferencia de entropía a través de la frontera del volumen de control por la transferencia de calor, la tasa neta de transferencia de entropía en el volumen de control por flujo másico, y la tasa de generación de entropía dentro de las fronteras del volumen de control como resultado de irreversibilidades.

La mayoría de los volúmenes de control que se encuentran en la práctica (turbinas, compresores, toberas, difusores, intercambiadores de calor, tuberías y ductos) operan en forma estable, por lo tanto no experimentan ningún cambio en su entropía. En consecuencia, la relación del balance de entropía para un proceso general de **flujo estable** puede obtenerse de la ecuación 7.83 al hacer $dS_{CV}/dt = 0$ y reacomodando para tener

$$\textit{Flujo estable:} \qquad \dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \qquad \textbf{(7-84)}$$

Para dispositivos de flujo estable con un *solo flujo* (una entrada y una salida), la relación del balance de entropía se simplifica a

$$\textit{Flujo estable, un solo flujo:} \qquad \dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_e - s_i) - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \qquad \textbf{(7-85)}$$

Para el caso de un dispositivo *adiabático* con un solo flujo, la relación de balance de entropía se simplifica aún más a

$$\textit{Flujo estable, un solo flujo, adiabático:} \qquad \dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_e - s_i) \qquad \textbf{(7-86)}$$

lo cual indica que la entropía específica del fluido debe aumentar cuando fluye a través de un dispositivo adiabático porque $\dot{S}_{\text{gen}} \geq 0$ (Fig. 7-64). Si el flujo a través del dispositivo es *reversible* y *adiabático*, entonces la entropía permanecerá constante, $s_e = s_i$, sin importar los cambios en otras propiedades.

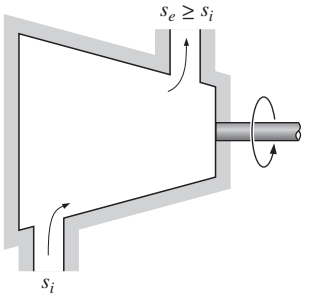


FIGURA 7-64
La entropía de una sustancia siempre aumenta (o permanece constante en el caso de un proceso reversible) cuando fluye a través de un dispositivo de un solo flujo, estable y adiabático.

EJEMPLO 7-17 Generación de entropía en un muro

En una casa ocurre transferencia estable de calor a través de un muro de ladrillo de 5 × 7 m cuyo espesor es de 30 cm. En un día en el que la temperatura exterior es de 0°C, la casa se mantiene a 27°C, mientras que las temperaturas de las superficies interior y exterior del muro han sido medidas en 20°C y 5°C, respectivamente, con una tasa de transferencia de calor a través de la pared de 1 035 W. Determinar la tasa de generación de entropía en el muro y la de generación de entropía total asociada con este proceso de transferencia de calor.

Solución Se considera la transferencia de calor estable a través de un muro. Se determinarán la tasa de transferencia de calor especificada, las temperaturas de la pared y de los alrededores, la tasa de generación de entropía dentro del muro y la tasa de generación de entropía total.

Suposiciones **1** El proceso es estable, por lo tanto la tasa de transferencia de calor a través de la pared es constante. **2** La transferencia de calor a través de la pared es unidimensional.

Análisis Se toma al *muro* inicialmente como el sistema (Fig. 7-65), el cual es un *sistema cerrado* porque durante el proceso ninguna masa cruza sus fronteras. Se observa que durante el proceso el cambio de entropía del muro es cero debido a que el estado, y por lo tanto la entropía, de la pared no cambian en ningún punto de ésta. El calor y la entropía entran de un lado del muro y salen por el otro.

La forma de tasa de balance de entropía para el muro se simplifica a

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de entropía por}\\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Tasa de generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio}\\ \text{de entropía}}} \quad (0 \text{ (estable)})$$

$$\left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_{\text{entrada}} - \left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_{\text{salida}} + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

$$\frac{1\,035\text{ W}}{293\text{ K}} - \frac{1\,035\text{ W}}{278\text{ K}} + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

Por consiguiente, la tasa de generación de entropía en el muro es

$$S_{\text{gen,muro}} = \mathbf{0.191\ W/K}$$

Observe que la transferencia de entropía por calor en cualquier localidad es Q/T en dicha localidad y la dirección de transferencia de entropía es igual a la dirección de transferencia de calor.

Para determinar la tasa de generación de entropía total durante este proceso de transferencia de calor, se extiende el sistema para incluir las regiones en ambos lados de la pared que experimentan un cambio de temperatura. Entonces un lado de la frontera del sistema se convierte en la temperatura de la habitación mientras el otro se vuelve la temperatura exterior. El balance de entropía para este sistema extendido (sistema + alrededores inmediatos) es igual al anteriormente dado, excepto en que las dos temperaturas de la frontera son ahora 300 y 273 K en lugar de 293 y 278 K, respectivamente. Así, la tasa de generación de entropía total se vuelve

$$\frac{1\,035\text{ W}}{300\text{ K}} - \frac{1\,035\text{ W}}{273\text{ K}} + \dot{S}_{\text{gen,total}} = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{S}_{\text{gen,total}} = \mathbf{0.341\ W/K}$$

Explicación Observe que el cambio de entropía de este sistema extendido es cero porque el estado del aire no cambia en cualquier punto durante el proceso. Las diferencias entre las dos generaciones de entropía son 0.150 W/K, lo cual representa la entropía generada en las capas aéreas halladas en ambos lados del muro. La generación de entropía en este caso se debe completamente a la transferencia de calor irreversible a través de una diferencia de temperatura finita.

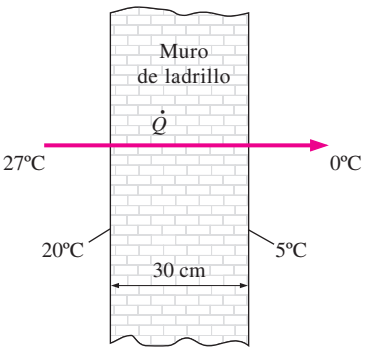


FIGURA 7-65
Esquema para el ejemplo 7-17.

EJEMPLO 7-18 Generación de entropía durante un proceso de estrangulación

Durante un proceso de flujo estable, vapor a 7 MPa y 450°C es estrangulado en una válvula a una presión de 3 MPa. Determine la entropía generada durante este proceso y verifique si se satisface el principio de incremento de entropía.

Solución Se estrangula vapor a una presión especificada. Se determinará la entropía generada durante este proceso y se verificará la validez del principio de incremento de entropía.

Suposiciones **1** Esto es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con el tiempo en cualquier punto, por lo tanto $\Delta m_{CV} = 0$, $\Delta E_{CV} = 0$, y $\Delta S_{CV} = 0$. **2** La transferencia de calor hacia o desde la válvula es insignificante. **3** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, $\Delta ke = \Delta pe = 0$.

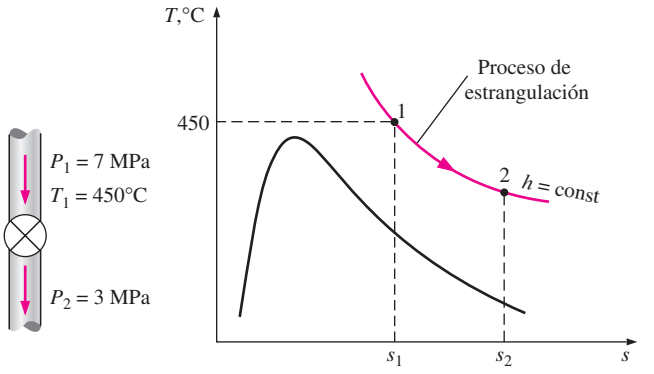


FIGURA 7-66
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 7-18.

Análisis Se considera la válvula de estrangulación como el *sistema* (Fig. 7-66), el cual corresponde a un *volumen de control* porque la masa cruza la frontera del sistema durante el proceso. Note que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Como la entalpía de un fluido permanece casi constante durante un proceso de estrangulación, entonces $h_2 \cong h_1$.

La entropía del vapor de los estados de entrada y salida se determinan a partir de las tablas de vapor como

Estado 1:
$$\left.\begin{matrix} P_1 = 7\ \text{MPa} \\ T_1 = 450°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 3\,288.3\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 6.6353\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{matrix}$$

Estado 2:
$$\left.\begin{matrix} P_2 = 3\ \text{MPa} \\ h_2 = h_1 \end{matrix}\right\} \quad s_2 = 7.0046\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Entonces la generación de entropía por unidad de masa de vapor está determinada por el balance de entropía aplicado a la válvula de estrangulación,

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\begin{matrix}\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de entropía por}\\ \text{calor y masa}\end{matrix}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\begin{matrix}\text{Tasa de generación}\\ \text{de entropía}\end{matrix}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}^{\overset{0\ \text{(estable)}}{\nearrow}}/dt}_{\begin{matrix}\text{Tasa de cambio}\\ \text{de entropía}\end{matrix}}$$

$$\dot{m}s_1 - \dot{m}s_2 + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}(s_2 - s_1)$$

Al dividir entre el flujo másico se obtiene

$$s_{\text{gen}} = s_2 - s_1 = 7.0046 - 6.6353 = \mathbf{0.3693\ kJ/kg \cdot K}$$

Resultado que corresponde a la cantidad de entropía generada por unidad de masa de vapor cuando éste se estrangula desde su estado inicial hasta la presión final, y que es causada por la expansión libre. Obviamente, el principio de incremento de entropía se satisface durante este proceso ya que la generación de entropía es positiva.

EJEMPLO 7-19 Entropía generada cuando un bloque caliente se deja caer en un lago

Un bloque de hierro fundido de 50 kg a 500 K es lanzado hacia un lago grande que se encuentra a una temperatura de 285 K. El bloque de hierro eventualmente alcanza el equilibrio térmico con el agua del lago. Si se asume un calor específico promedio de 0.45 kJ/kg · K para el hierro, determine *a*) el cambio de entropía del bloque de hierro, *b*) el cambio de entropía del agua del lago y *c*) la entropía generada durante este proceso.

Solución Un bloque de hierro caliente se tira en un lago y se enfría a la temperatura de éste. Se determinarán los cambios de entropía tanto del hierro como del lago, así como la entropía generada durante este proceso.

Suposiciones **1** El agua y el bloque de hierro son sustancias incompresibles. **2** Pueden usarse calores específicos constantes para el agua y el hierro. **3** El cambio de las energías cinética y potencial del hierro son insignificantes, $\Delta KE = \Delta PE = 0$ por lo tanto $\Delta E = \Delta U$.

Propiedades El calor específico del hierro es 0.45 kJ/kg · K (Tabla A-3).

Análisis Se toma el bloque de hierro lanzado como el sistema (Fig. 7-67), el cual es un sistema cerrado porque ninguna masa cruza sus fronteras durante el proceso.

Para determinar los cambios de entropía tanto del bloque de hierro como del lago, primero se necesita saber la temperatura final de equilibrio, dado que la capacidad de energía térmica del lago es muy grande en comparación con la del bloque de hierro, aquel absorberá todo el calor transferido por el bloque sin experimentar algún cambio en su temperatura. Por consiguiente, el bloque de hierro se enfriará a 285 K durante este proceso mientras la temperatura del lago permanece constante a 285 K.

a) El cambio de entropía del bloque de hierro puede determinarse a partir de

$$\Delta S_{\text{hierro}} = m(s_2 - s_1) = mc_{\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$= (50\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{285\ \text{K}}{500\ \text{K}}$$

$$= \mathbf{-12.65\ kJ/K}$$

b) La temperatura del agua del lago permanece constante a 285 K durante el proceso. También, la cantidad de transferencia de calor del bloque de hierro hacia el lago es determinada por un balance de energía en el bloque de hierro como

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía} \\ \text{mediante calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$-Q_{\text{salida}} = \Delta U = mc_{\text{prom}}(T_2 - T_1)$$

o

$$Q_{\text{salida}} = mc_{\text{prom}}(T_1 - T_2) = (50\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K})(500 - 285)\ \text{K} = 4\,838\ \text{kJ}$$

Entonces el cambio de entropía del lago será

$$\Delta S_{\text{lago}} = \frac{Q_{\text{lago}}}{T_{\text{lago}}} = \frac{+4\,838\ \text{kJ}}{285\ \text{K}} = \mathbf{16.97\ kJ/K}$$

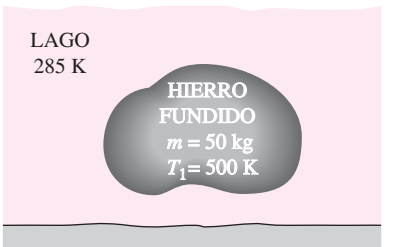


FIGURA 7-67
Esquema para el ejemplo 7-19.

c) La entropía generada durante este proceso puede determinarse si se aplica un balance de entropía en un *sistema extendido* que incluya al bloque de hierro y sus alrededores inmediatos para que la temperatura de la frontera del sistema extendido esté en todo momento a 285 K:

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de}\\ \text{entropía por calor y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio en}\\ \text{la entropía}}}$$

$$-\frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}}$$

o

$$S_{\text{gen}} = \frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + \Delta S_{\text{sistema}} = \frac{4\,838\ \text{kJ}}{285\ \text{K}} - (12.65\ \text{kJ/K}) = \mathbf{4.32\ kJ/K}$$

Explicación La entropía generada también puede determinarse tomando el bloque de hierro y el lago entero como el sistema, el cual sería un sistema aislado, y aplicando un balance de entropía. Un sistema aislado no involucra calor o transferencia de entropía, por lo tanto la generación de entropía en este caso es igual al cambio de entropía total,

$$S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{sistema}} + \Delta S_{\text{lago}} = -12.65 + 16.97 = 4.32\ \text{kJ/K}$$

resultado que es igual al obtenido anteriormente.

EJEMPLO 7-20 Entropía generada en una cámara de mezclado

En una cámara de mezclado entra agua que se halla a 20 psia y 50°F, a una razón de 300 lbm/min. Ahí el agua es uniformemente mezclada con vapor que entra a 20 psia y 240°F. La mezcla sale de la cámara a 20 psia y 130°F pero se pierde calor en el aire circundante, el cual está a 70°F a razón de 180 Btu/min. Si no se toman en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, determine la tasa de generación de entropía durante este proceso.

Solución El agua y el vapor se mezclan en una cámara que pierde calor a una tasa especificada. Se determinará la tasa de generación de entropía durante este proceso.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con el tiempo en cualquier punto, por lo tanto $\Delta m_{\text{CV}} = 0$, $\Delta E_{\text{CV}} = 0$, y $\Delta S_{\text{CV}} = 0$. **2** No se involucran interacciones de trabajo. **3** Las energías cinética y potencial son insignificantes, ke ≅ pe ≅ 0.

Análisis Se toma la *cámara de mezclado* como el sistema (Fig. 7-68), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que hay dos entradas y una salida.

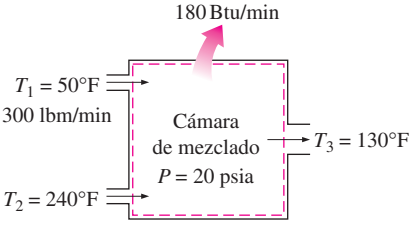


FIGURA 7-68
Esquema para el ejemplo 7-20.

Bajo las suposiciones y observaciones establecidas, los balances de masa y energía para este sistema de flujo estable pueden expresarse en forma de tasas, como sigue:

Balance de masa:
$$\dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = \overbrace{dm_{\text{sistema}}/dt}^{\nearrow 0 \text{ (estable)}} = 0 \rightarrow \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

Balance de energía:
$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de}\\ \text{energía por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\overbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}^{\nearrow 0 \text{ (estable)}} = 0}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías}\\ \text{interna, cinética, potencial, etc.}}}$$

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_{\text{salida}} \quad (\text{ya que } \dot{W} = 0, \text{ ke} \cong \text{pe} \cong 0)$$

Al combinar los balances de masa y energía se obtiene

$$Q_{\text{salida}} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Las propiedades deseadas en los estados especificados son determinadas a partir de las tablas de vapor de agua como

Estado 1:
$$\left.\begin{array}{l} P_1 = 20 \text{ psia} \\ T_1 = 50°\text{F} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{f\,@\,50°\text{F}} = 18.07 \text{ Btu/lbm} \\ s_1 = s_{f\,@\,50°\text{F}} = 0.03609 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \end{array}$$

Estado 2:
$$\left.\begin{array}{l} P_2 = 20 \text{ psia} \\ T_2 = 240°\text{F} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_2 = 1\,162.3 \text{ Btu/lbm} \\ s_2 = 1.7406 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \end{array}$$

Estado 3:
$$\left.\begin{array}{l} P_3 = 20 \text{ psia} \\ T_3 = 130°\text{F} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_3 = h_{f\,@\,130°\text{F}} = 97.99 \text{ Btu/lbm} \\ s_3 = s_{f\,@\,130°\text{F}} = 0.18174 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R} \end{array}$$

Sustituyendo,

$$180 \text{ Btu/min} = [300 \times 18.07 + \dot{m}_2 \times 1\,162.3 - (300 + \dot{m}_2) \times 97.99] \text{ Btu/min}$$

lo cual da

$$\dot{m}_2 = 22.7 \text{ lbm/min}$$

La tasa de generación de entropía durante este proceso puede determinarse si se aplica la forma de tasa de balance de entropía en un *sistema extendido* que incluye a la cámara de mezclado y sus alrededores inmediatos, así que la temperatura de la frontera del sistema extendido es 70°F = 530 R:

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de entropía por}\\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Tasa de genera-}\\ \text{ción de entropía}}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de}\\ \text{entropía}}}$$

$$\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_3 s_3 - \frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + \dot{S}_{\text{gen}} = 0$$

Al sustituir, la tasa de generación de entropía se determina como

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_2 s_2 + \frac{\dot{Q}_{\text{salida}}}{T_b}$$

$$= (322.7 \times 0.18174 - 300 \times 0.03609 - 22.7 \times 1.7406)\ \text{Btu/min} \cdot \text{R} + \frac{180\ \text{Btu/min}}{530\ \text{R}}$$

$$= \mathbf{8.65\ Btu/min \cdot R}$$

Explicación Observe que la entropía se genera durante este proceso a una tasa de 8.65 Btu/min · R. Esta generación de entropía es causada por la mezcla de dos corrientes de fluidos (un proceso irreversible), mientras que la transferencia de calor entre la cámara de mezclado y los alrededores es provocada por una diferencia de temperatura finita (otro proceso irreversible).

EJEMPLO 7-21 Generación de entropía asociada a la transferencia de calor

Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene una mezcla saturada de líquido y vapor a 100°C. Durante un proceso de presión constante, 600 kJ de calor se transfieren al aire circundante que se halla a 25°C. Como resultado, la parte de vapor dentro del cilindro se condensa. Determine *a*) el cambio de entropía del agua y *b*) la generación de entropía total durante este proceso de transferencia de calor.

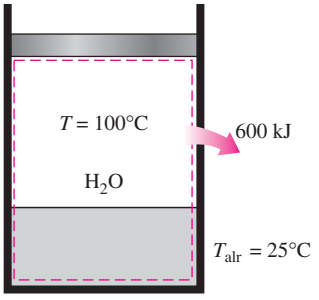


FIGURA 7-69
Esquema para el ejemplo 7-21.

Solución Una mezcla saturada de líquido y vapor pierde calor hacia sus alrededores mientras algo del vapor se condensa. Se determinará el cambio de entropía del agua y la generación de entropía total.

Suposiciones **1** No hay irreversibilidades involucradas dentro de las fronteras del sistema, por lo tanto el proceso es internamente reversible. **2** La temperatura del agua permanece constante en todas partes a 100°C, incluso en las fronteras.

Análisis Se considera inicialmente el *agua en el cilindro* como el sistema (Fig. 7-69), el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que la presión, y por lo tanto la temperatura, del agua contenida en el cilindro permanece constante, mientras que la entropía del sistema disminuye debido a la pérdida de calor.

a) Como el agua es sometida a un proceso internamente isotérmico reversible, su cambio de entropía puede determinarse a partir de

$$\Delta S_{\text{sistema}} = \frac{Q}{T_{\text{sistema}}} = \frac{-600\ \text{kJ}}{(100 + 273\ \text{K})} = \mathbf{-1.61\ kJ/K}$$

b) Para determinar la generación de entropía total durante este proceso, se considera el *sistema extendido*, el cual incluye al agua, al dispositivo de cilindro-émbolo y a la región externa inmediata del sistema que experimenta un cambio de temperatura, de manera que el límite completo del sistema extendi-

do se encuentre a la temperatura de los alrededores: 25°C. El balance de entropía para este sistema extendido (sistema + alrededores inmediatos) se obtiene de

$$\underbrace{S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de}\\ \text{entropía por calor y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{de entropía}}}$$

$$\frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}}$$

o

$$S_{\text{gen}} = \frac{Q_{\text{salida}}}{T_b} + \Delta S_{\text{sistema}} = \frac{600\ \text{kJ}}{(25 + 273)\ \text{K}} + (-1.61\ \text{kJ/K}) = \mathbf{0.40\ kJ/K}$$

En este caso, la generación de entropía se debe totalmente a la transferencia de calor irreversible a través de una diferencia de temperatura finita.

Observe que el cambio de entropía de este sistema extendido es equivalente al cambio de entropía del agua, ya que tanto el dispositivo de cilindro-émbolo como los alrededores inmediatos no experimentan cambio de estado en cualquier punto, por lo tanto ningún cambio en sus propiedades, incluyendo la entropía.

Explicación Como hipótesis, considere el proceso inverso (es decir, la transferencia de 600 kJ de calor del aire circundante a 25°C hacia el agua saturada a 100°C) y vea si el principio de incremento de entropía puede detectar la imposibilidad de este proceso. Esta vez, la transferencia de calor será hacia agua (ganancia de calor en lugar de pérdida de calor), por lo que el cambio de entropía de ésta será +1.61 kJ/K. También, la transferencia de entropía hacia el límite del sistema extendido tendrá la misma magnitud pero dirección opuesta, lo cual producirá una generación de entropía de −0.4 kJ/K. El signo negativo para la generación de entropía indica que el proceso inverso es *imposible*.

Como complemento a la explicación, suponga otro escenario en el que la temperatura del aire circundante es una cantidad diferencial inferior a 100°C (digamos 99.999 . . . 9°C) en lugar de 25°C. Esta vez, la transferencia de calor desde el agua saturada hacia el aire circundante ocurrirá mediante una temperatura diferencial que convierte en *reversible* este proceso. Es posible demostrar que $S_{\text{gen}} = 0$ para este proceso.

Recuerde que los procesos reversibles son procesos idealizados y pueden aproximarse pero nunca alcanzarse en la realidad.

Generación de entropía asociada con un proceso de transferencia de calor

En el ejemplo 7-21 se determinó que 0.4 kJ/K de entropía se genera durante el proceso de transferencia de calor, pero no está claro dónde exactamente tiene lugar la generación de entropía, y cómo. Para localizar con precisión el sitio donde ocurre la generación de entropía es necesario precisar en la descripción del sistema, así como en sus alrededores y frontera.

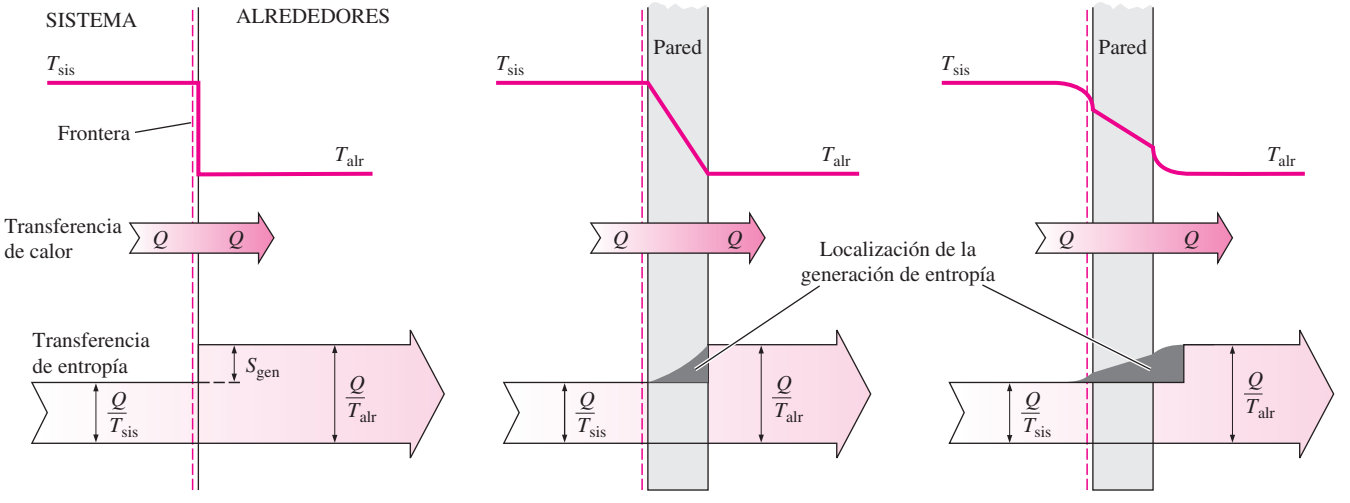
En el ejemplo anterior se supuso que el sistema y el aire circundante serían isotérmicos a 100°C y 25°C, respectivamente. Esta consideración es razonable si ambos fluidos están bien mezclados. La superficie interior de la pared también debe estar a 100°C mientras la superficie exterior se halla a 25°C

puesto que dos cuerpos que están en contacto físico deben tener la misma temperatura en el punto en el que se tocan. Si se considera que la transferencia de entropía causada por la transferencia de calor Q a través de una superficie a temperatura constante T es Q/T, la transferencia de entropía del agua en el muro es $Q/T_{sis} = 1.61$ kJ/K. Igualmente, la transferencia de entropía de la superficie exterior del muro hacia el aire circundante es $Q/T_{alr} = 2.01$ kJ/K. Obviamente, una cantidad de entropía de $2.01 - 1.61 = 0.4$ kJ/K se genera en la pared, como se ilustra en la figura 7-70*b*.

Identificar el punto de generación de entropía nos permite determinar si un proceso es internamente reversible: lo es si ninguna entropía se genera dentro de las fronteras del sistema. Por consiguiente, el proceso de transferencia de calor explicado en el ejemplo 7-21 es internamente reversible si la superficie interior de la pared se toma como la frontera del sistema, por lo tanto la pared del recipiente es excluida del sistema. Si la frontera del sistema se toma como la superficie exterior de la pared del recipiente, entonces el proceso ya no es internamente reversible debido a que el muro, sitio de generación de entropía, es ahora parte del sistema.

En el caso de muros delgados es muy tentador ignorar su masa y considerarlo como la frontera entre el sistema y los alrededores. Esta opción aparentemente inocente, oculta el sitio de la generación de entropía, lo cual es una fuente de confusión. La temperatura en este caso se reduce de repente de T_{sis} a T_{alr} en la superficie de la frontera, y la confusión surge sobre qué temperatura usar en la relación Q/T para la transferencia de entropía en la frontera.

Observe que si el sistema y el aire circundante no son isotérmicos como resultado de un mezclado insuficiente, entonces la parte donde la generación de entropía ocurrirá en el sistema y en el aire de los alrededores en la vecindad de la pared, como se muestra en la figura 7-70*c*.



a) La pared es ignorada

b) La pared es considerada

c) Se consideran tanto la pared como la variación de temperatura en el sistema y sus alrededores.

FIGURA 7-70

Representación gráfica de la generación de entropía durante un proceso de transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Reducción del costo del aire comprimido

El aire comprimido a presiones manométricas de 550 a 1 000 kPa (80 a 150 psig) normalmente se usa en las instalaciones industriales para realizar una amplia variedad de labores como *limpiar*, *operar equipo neumático* e incluso para la *refrigeración*. Es a menudo llamado el *cuarto servicio* después de la electricidad, el agua y el gas natural o petróleo. En las instalaciones de producción, hay una gran pérdida de energía asociada con los sistemas de aire comprimido y una generalizada falta de conocimiento sobre las oportunidades de conservar la energía. Una porción considerable de la pérdida de energía asociada con los sistemas de aire comprimido puede evitarse si se siguen algunas medidas de sentido común. En esta sección se discutirá acerca de las pérdidas de energía relacionadas con estos sistemas y los costos que ocasionan a los fabricantes. También se muestra cómo reducir el costo del aire comprimido en las instalaciones actuales haciendo algunas modificaciones en los periodos de recuperación de la inversión. Con excepción de algunos compresores que son impulsados por motores de gas natural, todos funcionan con motores eléctricos (Fig. 7-71).

Algunos métodos primitivos de producir un *chorro de aire* para mantener el fuego vivo en los hornos, como bolsas de aire y la caja de viento china, datan al menos del año 2000 a.C. La *trompa de agua* que comprime el aire gracias a la caída de agua en un tubo usada en la forja mediante soplado (en talleres de herrería), se cree que ha sido empleada desde el año 150 a.C. En 1650, Otto van Guericke hizo grandes mejoras en el compresor y la bomba de vacío. En 1683, Papin propuso utilizar el aire comprimido para *transmitir potencia* a largas distancias. En 1829, William Mann recibió una patente para la compresión de aire en multietapas. En 1830, Thilorier fue reconocido por comprimir en *etapas* los gases a presiones altas. En 1890, Edward Rix transmitió potencia con aire a lo largo de varias millas para operar máquinas de elevación en la mina North Star, cerca de Grass Valley, California, usando un compresor impulsado por turbinas de Pelton. En 1872, el *enfriamiento* fue adaptado para aumentar la eficiencia rociando agua directamente en el cilindro a través de las válvulas de entrada del aire. Esta "compresión húmeda" se abandonó después debido a los problemas que causaba. El enfriamiento externo entonces fue llevado a cabo mediante *camisas de agua* en los cilindros. El primer compresor de gran potencia empleado en Estados Unidos fue una unidad con cuatro cilindros construida en 1866 para ser utilizada en el túnel de Hoosac. El enfriamiento se realizó primero por medio de la inyección de agua en el cilindro y después haciendo pasar una corriente de agua sobre éste. Los avances más importantes en la tecnología moderna para compresores se deben a Burleigh, Ingersoll, Sergeant, Rand y Clayton, entre otros.

Los compresores operan en el rango de unos cuantos caballos de fuerza hasta más de 10 000 hp según su tamaño y dentro de la mayoría de las instalaciones industriales están entre el equipo de mayor consumo de energía. Los fabricantes identifican rápidamente las pérdidas de energía (y por lo tanto, de dinero) en *superficies calientes*, así como el necesario aislamiento de éstas. Sin embargo, les falta sensibilidad cuando se trata de ahorrar *aire comprimido*, ya que ven el aire como algo gratuito y el único momento en que las pérdidas de aire y los filtros de aire sucios consiguen un poco de atención es cuando las pérdidas tanto de aire como de presión interfieren con el funcionamiento normal de la central. Sin embargo, una buena atención al sistema de aire compri-

FIGURA 7-71

Ensamble de un compresor de 1 250 hp.

Cortesía de Dresser Rand Company, Painted Post, NY.

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

Compresor: 125 hp = 93.21 kW
Horas de operación: 6 000 h/año
Costo unitario de electricidad: $0.085/kWh
Eficiencia de motor: 0.90

Uso de energía anual: 621 417 kWh
Costo de electricidad anual: $52 820/año

FIGURA 7-72

El costo de electricidad para operar un compresor durante un año puede exceder el precio de compra del compresor.

mido y la práctica de algunas medidas simples de conservación pueden producir considerables ahorros de energía y costos.

El siseo de las *fugas de aire* a veces puede oírse incluso en instalaciones industriales con un alto nivel de ruido. No son raras las *caídas de presión*, en los puntos finales de uso, del orden de 40 por ciento respecto de la presión de descarga del compresor. Una respuesta común a tal problema aún es la instalación de un compresor más grande en lugar de verificar el sistema y averiguar cuál es el problema. Una acción correctiva como ésta normalmente se toma sólo después de que el compresor más grande no elimina el problema. La energía desperdiciada en los sistemas de aire comprimido debido a mala instalación y deficiente mantenimiento puede considerarse en hasta 50 por ciento de la energía consumida por el compresor, cantidad de la que puede ahorrarse más de la mitad si se toman algunas sencillas medidas.

El costo de la electricidad para operar durante un año un compresor puede exceder el precio de compra del propio compresor. Éste es el caso sobre todo para compresores más grandes que funcionan durante dos o tres turnos. Por ejemplo, si un dispositivo de este tipo trabaja a 125 hp, impulsado por un motor eléctrico que tiene una eficiencia de 90 por ciento a carga completa durante 6 000 horas por año a $0.085/kWh, gastará $52 820 anuales por costo de electricidad, lo cual excede por mucho el de compra e instalación de una unidad estándar (Fig. 7-72).

A continuación se describen algunos procedimientos para reducir el costo de aire comprimido en las instalaciones industriales y cuantificar la energía y el ahorro en los costos asociados con ellos. Una vez que se determina la potencia desperdiciada del compresor, la *energía anual* (normalmente electricidad) y el *ahorro en los costos* pueden determinarse a partir de

$$\text{Ahorros de energía} = (\text{potencia ahorrada})/(\text{horas de operación})/\eta_{\text{motor}} \qquad \textbf{(7-87)}$$

y

$$\text{Ahorros de costos} = (\text{ahorros de energía})\,(\text{costo unitario de energía}) \qquad \textbf{(7-88)}$$

donde η_{motor} es la eficiencia del motor que impulsa el compresor y la unidad producida de energía es comúnmente denominada en dólares por kilowatt-hora (1 kWh = 3 600 kJ).

1 Reparación de las fugas en las líneas de aire comprimido

Las fugas de aire son la mayor causa de pérdida de energía en instalaciones industriales asociadas con sistemas de aire comprimido. Se requiere energía para comprimir el aire, por lo tanto la pérdida de éste es una pérdida de energía para la instalación. Un compresor debe trabajar con mayor dificultad y por mucho más tiempo para recuperar el aire perdido, además de usar más energía en el proceso. Varios estudios en las centrales han revelado que 40 por ciento del aire comprimido se pierde a través de las fugas, y eliminarlas totalmente es impráctico por lo que una proporción de fuga de 10 por ciento es considerada aceptable.

En general, las fugas de aire ocurren en *juntas*, *conexiones con bridas*, *codos*, *reductores*, *expansiones súbitas*, *sistemas de válvulas*, *filtros*, *mangueras*, *válvulas de no retorno*, *válvulas de alivio*, *extensiones* y *equipos* conectados a las líneas de aire comprimido (Fig. 7-73). La expansión y contracción como resultado de ciclos térmicos y vibración son causas comunes en el aflojamiento de juntas y por ende en las fugas de aire. De ahí que una buena costumbre sea *verificar* las juntas para la estanquidad y *apretarlas* periódicamente. Las fugas de aire también ocurren normalmente en los puntos finales de uso o donde las líneas de aire comprimido se conectan al equipo que funciona con aire comprimido. Debido a la apertura y el cierre frecuentes de las líneas de

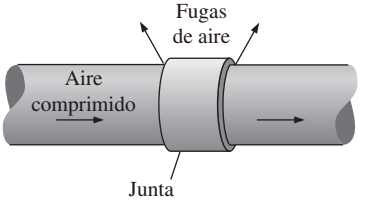


FIGURA 7-73

Las fugas de aire normalmente ocurren en las juntas y conexiones.

aire comprimido en estos puntos, los empaques se desgastan rápidamente y necesitan ser remplazados periódicamente.

Hay muchas maneras de detectar fugas de aire en un sistema de aire comprimido, y quizá la más sencilla de descubrir una grande es escucharla. La alta velocidad del escape de aire en la línea produce un *sonido de siseo* que es difícil ignorar excepto en ambientes con altos niveles de ruido. Otra forma de detectar fugas, especialmente pequeñas, es probar el área sospechosa con *jabonadura* y buscar que se produzcan burbujas de jabón. Obviamente, este método no es práctico para un sistema grande con muchas conexiones. Una manera moderna de verificar fugas de aire es usar un detector acústico de fugas que consiste en un micrófono direccional, amplificadores, filtros de audio e indicadores digitales.

Un modo práctico de cuantificar la totalidad de las fugas en una instalación de producción es dirigir una *prueba de caída de presión*. Esto se lleva a cabo deteniendo todas las operaciones que usan aire comprimido y cerrando los compresores y válvulas de presión que alivian la presión automáticamente, si acaso el compresor cuenta con una. Así, cualquier fuga de presión en las líneas de aire comprimido se deberá a los efectos acumulativos de fugas de aire. La caída de la presión en el sistema se nota con el tiempo y la prueba continúa hasta que la presión caiga en una cantidad que puede medirse con precisión, normalmente 0.5 atm. Se mide el tiempo que esto toma y se registra la caída de presión como una función de tiempo. Se calcula entonces el volumen total del sistema de aire comprimido, incluidos los recipientes de aire comprimido, cabezales, acumuladores y las líneas primarias de aire comprimido. Ignorar las líneas pequeñas hará más fácil el trabajo y arrojará un resultado más conservador. La tasa de fuga de aire se puede determinar utilizando la ecuación de estado de gas ideal.

La cantidad de *energía mecánica desperdiciada* al escapar una unidad de masa a través de las fugas de aire es equivalente a la cantidad real de energía que se requiere para comprimirlo, lo cual se determina de la ecuación 7-57, modificada como (Fig. 7-74)

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{w_{\text{reversible,comp,entrada}}}{\eta_{\text{comp}}} = \frac{nRT_1}{\eta_{\text{comp}}(n-1)}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right] \quad \textbf{(7-89)}$$

donde n es el exponente politrópico de compresión ($n = 1.4$ cuando la compresión es isentrópica y $1 < n < 1.4$ cuando hay interenfriamiento) y η_{comp} es la eficiencia del compresor, cuyo valor normalmente está entre 0.7 y 0.9.

Con la utilización de la teoría de flujo compresible (véase Cap. 17), puede mostrarse que siempre que la presión de la línea esté por encima de 2 atm, lo cual normalmente es el caso, la velocidad del aire en el sitio de la fuga debe ser igual a *la velocidad local de sonido*.

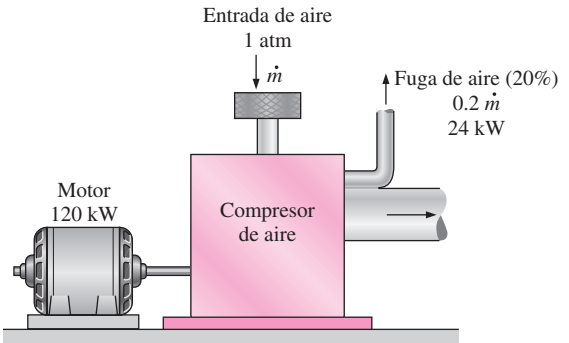


FIGURA 7-74
La energía desperdiciada, como los escapes de aire comprimido a través de las fugas, es equivalente a la energía requerida para comprimirlo.

Entonces la **tasa de flujo másico de aire** a través de una fuga con área mínima transversal A se vuelve

$$\dot{m}_{\text{aire}} = C_{\text{descarga}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)} \frac{T_{\text{línea}}}{RT_{\text{línea}}} A \sqrt{kR\left(\frac{2}{k+1}\right)T_{\text{línea}}} \qquad \textbf{(7-90)}$$

donde k es la relación de calores específicos ($k = 1.4$ para el aire) y C_{descarga} es un coeficiente de descarga (o pérdida) que incluye las imperfecciones del flujo en el sitio de la fuga. Su valor va de aproximadamente 0.60 para un orificio con bordes afilados, hasta 0.97 para uno circular con bordes bien redondeados. Los sitios de fuga de aire son imperfectos en su forma, por lo tanto el coeficiente de descarga puede tomarse como 0.65 en la ausencia de datos reales. También, $T_{\text{línea}}$ y $P_{\text{línea}}$ son la temperatura y presión en la línea de aire comprimido, respectivamente.

Una vez que $\dot{m}_{\text{aire}}$ y $w_{\text{comp,entrada}}$ están disponibles, la **potencia desperdiciada** por el aire comprimido (o la potencia ahorrada al reparar la fuga) es determinada a partir de

$$\text{Potencia ahorrada} = \text{Potencia desperdiciada} = \dot{m}_{\text{aire}} w_{\text{comp,entrada}} \qquad \textbf{(7-91)}$$

EJEMPLO 7-22 Ahorro de energía y de costos al reparar fugas de aire

Los compresores de una instalación de producción mantienen las líneas de aire comprimido a una presión (manométrica) de 700 kPa a nivel del mar, donde la presión atmosférica es 101 kPa (Fig. 7-75). La temperatura promedio del aire es 20°C en la succión del compresor y de 24°C en las líneas de aire comprimido. La instalación opera 4 200 horas por año y el precio promedio de electricidad es \$0.078/kWh. Si se toma la eficiencia del compresor como 0.8, la del motor como 0.92 y el coeficiente de descarga como 0.65, determine la energía y el dinero ahorrado anualmente si se sella una fuga equivalente a un orificio de 3 mm de diámetro en la línea de aire comprimido.

Solución Se tiene una fuga en la línea de aire comprimido de una instalación. Se determinarán la energía y el dinero ahorrados por año una vez sellada la fuga.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** El aire es un gas ideal. **3** Las pérdidas de presión en las líneas de aire comprimido son insignificantes.

Análisis Se observa que la presión absoluta es la suma de la presión manométrica y atmosférica.

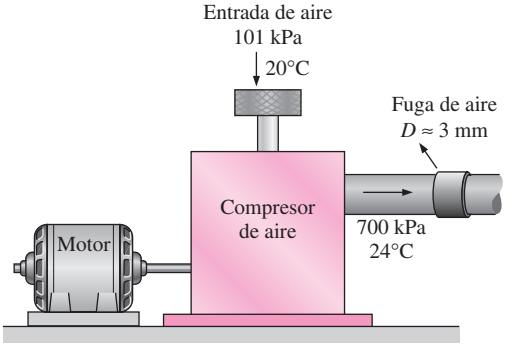


FIGURA 7-75
Esquema para el ejemplo 7-22.

El trabajo requerido para comprimir una unidad de masa de aire a 20°C de presión atmosférica de 101 kPa a 700 + 101 = 801 kPa es

$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{nRT_1}{\eta_{\text{comp}}(n-1)}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$= \frac{(1.4)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(293\ \text{K})}{(0.8)(1.4-1)}\left[\left(\frac{801\ \text{kPa}}{101\ \text{kPa}}\right)^{0.4/1.4} - 1\right] = 296.9\ \text{kJ/kg}$$

El área transversal del orificio de 3 mm de diámetro es

$$A = \pi D^2/4 = \pi(3\times10^{-3}\ \text{m})^2/4 = 7.069\times10^{-6}\ \text{m}^2$$

Como las condiciones de la línea son 297 K y 801 kPa, el flujo másico del aire que se fuga a través del orificio se determina como

$$\dot{m}_{\text{aire}} = C_{\text{descarga}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)}\frac{P_{\text{línea}}}{RT_{\text{línea}}}A\sqrt{kR\left(\frac{2}{k+1}\right)T_{\text{línea}}}$$

$$= (0.65)\left(\frac{2}{1.4+1}\right)^{1/(1.4-1)}\frac{801\ \text{kPa}}{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(297\ \text{K})}(7.069\times10^{-6}\ \text{m}^2)$$

$$\times\sqrt{(1.4)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})\left(\frac{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)\left(\frac{2}{1.4+1}\right)(297\ \text{K})}$$

$$= 0.008632\ \text{kg/s}$$

Entonces la potencia desperdiciada por el aire comprimido que se fuga es

$$\text{Potencia desperdiciada} = \dot{m}_{\text{aire}}\, w_{\text{comp,entrada}}$$

$$= (0.008632\ \text{kg/s})(296.9\ \text{kJ/kg})$$

$$= 2.563\ \text{kW}$$

El compresor funciona 4 200 h/año y la eficiencia del motor es 0.92, entonces los ahorros anuales de energía y de costos resultantes de reparar esta fuga se determinan como

$$\text{Ahorros de energía} = (\text{potencia ahorrada})\ (\text{horas de operación})/\eta_{\text{motor}}$$

$$= (2.563\ \text{kW})(4\,200\ \text{h/año})/0.92$$

$$= \mathbf{11\,700\ kWh/año}$$

$$\text{Ahorro en costos} = (\text{ahorros de energía})\ (\text{costo unitario de energía})$$

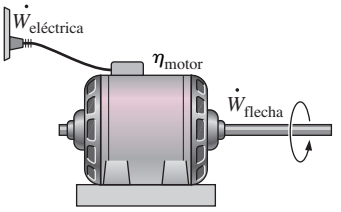
$$= (11\,700\ \text{kWh/año})(\$0.078/\text{kWh})$$

$$= \mathbf{\$913/año}$$

Explicación Observe que la instalación ahorrará 11 700 kWh de electricidad con un valor de $913 por año una vez que la fuga de aire se arregle. Ésa es una cantidad sustancial para una sola fuga cuyo diámetro equivalente es de 3 mm.

2 Instalación de motores de alta eficiencia

Prácticamente todos los compresores son impulsados por motores eléctricos y la *energía eléctrica* que uno de éstos demanda para una potencia de salida especificada es *inversamente proporcional* a su eficiencia. Los motores eléctricos no pueden convertir completamente la energía eléctrica que consumen en energía



Eficiencia del motor η_{motor}	Potencia eléctrica consumida por kW de potencia mecánica (en flecha) de salida $\dot{W}_{\text{eléctrica}} = \dot{W}_{\text{flecha}}/\eta_{\text{motor}}$
100%	1.00 kW
90	1.11
80	1.25
70	1.43
60	1.67
50	2.00
40	2.50
30	3.33
20	5.00
10	10.00

FIGURA 7-76

La energía eléctrica consumida por un motor es inversamente proporcional a su eficiencia.

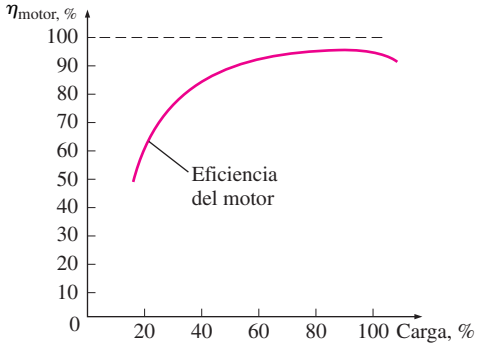


FIGURA 7-77

La eficiencia de un motor eléctrico decrece con carga parcial.

mecánica y la tasa de la potencia mecánica suministrada a la potencia eléctrica consumida durante la operación se llama la **eficiencia del motor**, η_{motor}. Por consiguiente, la potencia eléctrica consumida por el motor y la potencia mecánica (la flecha) suministrada al compresor están relacionadas por (Fig. 7-76)

$$\dot{W}_{\text{eléctrica}} = \dot{W}_{\text{comp}}/\ _{\text{motor}} \qquad \textbf{(7-92)}$$

Por ejemplo, si se asume que no existen pérdidas de transmisión, un motor que tiene una eficiencia de 80 por ciento demandará 1/0.8 = 1.25 kW de potencia eléctrica por cada kW de potencia entregado por la flecha al compresor, mientras que un motor con una eficiencia de 95 por ciento demandará sólo 1/0.95 = 1.05 kW para entregar 1 kW. Por lo tanto, cuesta menos operar los motores de alta eficiencia que sus contrapartes estándar, pero normalmente también cuesta más su compra. Sin embargo, los ahorros de energía recuperan la disparidad del precio durante los primeros años. Esto es especialmente cierto para compresores grandes que operan más de un turno regular. La *potencia eléctrica ahorrada* gracias a que se ha remplazado el motor estándar con eficiencia $\eta_{\text{estándar}}$ por otro de alta eficiencia con eficiencia $\eta_{\text{eficiente}}$, se determina

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{eléctrica,ahorrada}} &= \dot{W}_{\text{eléctrica, estándar}} - \dot{W}_{\text{eléctrica,eficiente}} \\ &= \dot{W}_{\text{comp}}(1/\eta_{\text{estándar}} - 1/\eta_{\text{eficiente}}) \\ &= (\text{Potencia nominal})(\text{Factor de carga})(1/\eta_{\text{estándar}} - 1/\eta_{\text{eficiente}})\end{aligned} \qquad \textbf{(7-93)}$$

donde la *potencia nominal* es la del motor indicado en su placa (la potencia que el motor entrega a carga plena) y el *factor de carga* es la fracción de la potencia nominal a la que el motor normalmente opera. Entonces, los ahorros de energía anuales resultantes de remplazar un motor tipo estándar por otro de alta eficiencia son

$$\text{Ahorros de energía} = \dot{W}_{\text{eléctrica,ahorrada}} \times \text{horas anuales de operación} \qquad \textbf{(7-94)}$$

Las eficiencias de los motores empleados para impulsar compresores están entre aproximadamente 70 por ciento y más de 96 por ciento. La parte de energía eléctrica no convertida a mecánica se convierte en calor. La cantidad de calor generada por los motores puede alcanzar niveles altos, sobre todo a carga parcial, y puede causar sobrecalentamiento si no se disipa eficazmente. También es posible que cause que la temperatura del aire en el cuarto del compresor suba a niveles indeseables. Por ejemplo, un motor de 100 kW con 90 por ciento de eficiencia genera tanto calor como un calentador de resistencia de 10 kW en un espacio confinado del cuarto de compresores y contribuye en gran medida a la calefacción del aire de esa área. Si este aire caliente no es ventilado apropiadamente y el aire en el compresor es impulsado desde el interior del cuarto, el desempeño del dispositivo también disminuirá, como se explica después.

Las consideraciones importantes en la selección del motor para un compresor son el perfil de operación del compresor (es decir, la variación de la carga con el tiempo), y la eficiencia del motor en condiciones de carga parcial. La eficiencia de la carga parcial de un motor es tan importante como su eficiencia a carga completa si se espera que el compresor opere a carga parcial durante una porción significativa del tiempo total de funcionamiento. Un motor típico tiene una curva de eficiencia casi plana entre carga media y carga completa, y normalmente la eficiencia máxima está en aproximadamente 75 por ciento de carga. Por abajo de media carga, la eficiencia baja bastante escarpadamente, por lo tanto la operación inferior a 50 por ciento de carga debe evitarse tanto como sea posible. Por ejemplo, la eficiencia de un motor puede caer de 90 por

ciento a carga completa a 87 por ciento a carga media y a 80 por ciento a una cuarta parte (Fig. 7-77). Por otro lado, la eficiencia de otro motor con características técnicas similares puede caer de 91 por ciento a carga completa a 75 por ciento a una cuarta parte. Obviamente, el primer motor es más adecuado para una situación en la cual se espera que un compresor opere a una cuarta parte de carga durante un periodo significativo de tiempo. La eficiencia en condiciones de carga parcial puede ser mejorada en gran medida instalando controladores de voltaje variables, si acaso resulta económico. Por otra parte, *sobreespecificar* un motor solamente para tener un rango de seguridad y alguna potencia excedente es una mala práctica, ya que esto causará que el motor opere casi siempre a *carga parcial* y por lo tanto a *menor eficiencia*. Además, los motores sobrados tienen un costo inicial superior, pero gastan poca energía cuando están diseñados para operar a cargas de 50 por ciento.

Uso de un motor más pequeño a alta capacidad

Tendemos a comprar *equipo más grande* del que necesitamos porque deseamos tener un margen futuro de seguridad o expansión anticipado, y los compresores no escapan a esta tendencia. Las incertidumbres en la operación de una central son en parte responsables de que se opte por un compresor más grande, ya que se prefiere tener un compresor sobrado que uno insuficiente. A veces se adquieren compresores que tienen varias veces la capacidad requerida porque se tiene la percepción de que la capacidad extra puede necesitarse algún día. El resultado es un compresor que trabaja intermitentemente a carga completa, u otro que lo hace continuamente a carga parcial.

Un compresor que también opera a carga parcial causa que el motor opere eficazmente debido a que la eficiencia de un motor eléctrico disminuye al variar el punto de operación por abajo de su potencia nominal, como se explicó anteriormente. El resultado es un motor que consume más electricidad por unidad de potencia entregada, y por lo tanto un funcionamiento más caro. Los costos de operación pueden reducirse si se cambian a un motor menor que trabaje a su potencia nominal y por ende a la más alta eficiencia.

3 Uso de aire externo para la succión del compresor

Se señaló anteriormente que la potencia consumida por un compresor es proporcional al *volumen específico*, el cual es a su vez proporcional a la temperatura absoluta del gas a una presión dada. También se mostró a partir de la ecuación 7-89 que el trabajo del compresor es directamente proporcional a la *temperatura de entrada* del aire; en consecuencia, a temperatura más baja en la entrada de aire, menor es el trabajo del compresor. Entonces el *factor de reducción de potencia* que es la fracción de potencia del compresor reducida como resultado de tomar el aire de succión del exterior, se convierte en

$$f_{\text{reducción}} = \frac{W_{\text{comp,interior}} - W_{\text{comp,exterior}}}{W_{\text{comp,interior}}} = \frac{T_{\text{interior}} - T_{\text{exterior}}}{T_{\text{interior}}} = 1 - \frac{T_{\text{exterior}}}{T_{\text{interior}}} \quad \textbf{(7-95)}$$

donde T_{interior} y T_{exterior} son las temperaturas absolutas (K o R) del ambiente, dentro y fuera de la instalación, respectivamente. Así, reduciendo la temperatura absoluta de entrada en 5 por ciento, por ejemplo, se reducirá la potencia de entrada del compresor en esa misma cantidad. Como regla, para una cantidad especificada de aire comprimido, el consumo máximo del compresor disminuye (o, para una entrada fija de potencia, la cantidad de aire comprimido aumenta) en 1 por ciento para cada caída de 3°C en la temperatura del aire que entra al compresor.

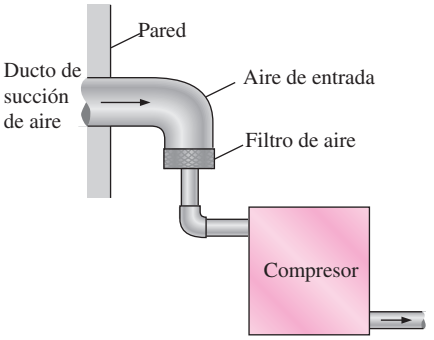


FIGURA 7-78
El consumo de potencia del compresor puede reducirse tomando el aire del exterior.

Los compresores normalmente se localizan dentro de las instalaciones de producción o en resguardos adyacentes específicamente construidos fuera de estas instalaciones. El aire de succión normalmente se toma del interior del edificio o resguardo, sin embargo, en muchas localidades la temperatura del aire dentro del edificio es superior a la del exterior, debido a calefactores especiales usados durante el invierno, entonces el calor es disipado durante todo el año por un gran número de equipos mecánicos y eléctricos así como por hornos. La elevación de temperatura en el resguardo también se debe a la dispersión de calor del compresor y su motor. El aire exterior es generalmente *más frío* y por lo tanto *más denso* que el hallado en el cuarto del compresor, incluso en los calurosos días de verano. Por consiguiente, es aconsejable instalar un *ducto de succión* a la entrada del compresor para que el aire sea suministrado directamente del exterior del edificio en lugar del interior, como se muestra en la figura 7-78. Esto reducirá el consumo de energía del compresor porque toma menos energía comprimir una cantidad especificada de aire frío que esa misma cantidad pero de aire caliente. En invierno, comprimir el aire caliente en un edificio también desperdicia energía utilizada para calentar el aire.

4 Reducción del valor de la presión del aire

Otra fuente de pérdida de energía en los sistemas de aire comprimido es comprimir el aire a una presión superior a la requerida por el equipo, ya que se necesita más energía para efectuar la compresión a una mayor presión. En tales casos es posible obtener considerables ahorros de energía si se determina la presión mínima requerida y reduciendo el ajuste de control de presión de aire en el compresor. Esto puede hacerse en compresores reciprocantes (alternativos) y de tipo tornillo sólo con ajustar el valor de presión para que coincida con las necesidades.

La cantidad de energía requerida para comprimir una unidad de masa de aire se determina a partir de la ecuación 7.89, de la que se observa que mientras más alta sea la presión P_2 a la salida del compresor, más grande es el trabajo requerido para la compresión. Al reducir la presión de salida del compresor a $P_{2,\text{reducida}}$ se disminuirá la potencia de entrada requerida por el compresor en un factor de

$$f_{\text{reducción}} = \frac{w_{\text{comp,corriente}} - w_{\text{comp,reducida}}}{w_{\text{comp,corriente}}} = 1 - \frac{(P_{2,\text{reducida}}/P_1)^{(n-1)/n} - 1}{(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1} \quad \textbf{(7-96)}$$

Por ejemplo, un factor de reducción de potencia (o ahorro) de $f_{\text{reducción}} = 0.08$, indica que el consumo máximo del compresor se reduce en 8 por ciento como resultado de disminuir el valor de presión.

Algunas aplicaciones requieren de aire ligeramente comprimido, en estos casos esto puede satisfacerse con un ventilador en lugar de un compresor y de esta manera ahorrarse energía considerablemente, ya que un ventilador necesita una pequeña fracción de la potencia requerida por un compresor para una tasa de flujo másico especificado.

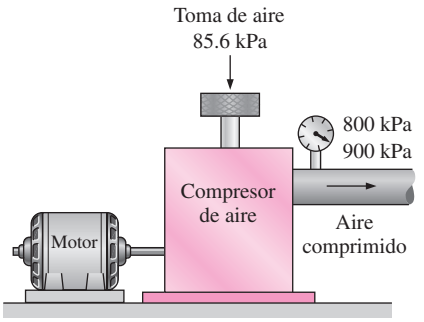


FIGURA 7-79
Esquema para el ejemplo 7-23.

EJEMPLO 7-23 Reducción de la presión para disminuir el costo

El aire comprimido que requiere una central localizada a 1 400 m de elevación es suministrado por un compresor de 75 hp que toma el aire a la presión atmosférica local de 85.6 kPa y a una temperatura media de 15°C para comprimirlo a una presión manométrica de 900 kPa (Fig. 7-79). La central está pagando actualmente $12 000 anuales en costos de electricidad para operar el

compresor. Un análisis del sistema de aire comprimido y el equipo que lo usa revela que comprimir el aire a 800 kPa es suficiente para la central. Determine cuánto dinero se ahorrará como resultado de reducir la presión del aire comprimido.

Solución El compresor de una instalación comprime el aire a una presión mayor a la requerida. Se determinarán los ahorros en los costos asociados con la reducción de presión del compresor.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal. **2** El proceso de compresión es isentrópico y por lo tanto $n = k = 1.4$.

Análisis La fracción de energía ahorrada por reducir el valor de la presión del compresor es

$$f_{\text{reducción}} = 1 - \frac{(P_{2,\text{reducida}}/P_1)^{(n-1)/n} - 1}{(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1}$$

$$= 1 - \frac{(885.6/85.6)^{(1.4-1)/1.4} - 1}{(985.6/85.6)^{(1.4-1)/1.4} - 1} = 0.060$$

Es decir, al reducir el valor de la presión disminuirá la energía consumida por el compresor en alrededor de 6 por ciento. Entonces,

$$\text{Ahorros en costos} = (\text{costo actual})\, f_{\text{reducción}} = (\$12\,000/\text{año})\,(0.06) = \mathbf{\$720/año}$$

Por consiguiente, reducir el valor de la presión por 100 kPa producirá ahorros anuales de $720 en este caso.

Existen también otras maneras de reducir el costo del aire comprimido en las instalaciones industriales, una obvia es *apagar el compresor* durante los periodos no productivos como las horas de almuerzo, durante la noche e incluso los fines de semana, ya que una cantidad considerable de potencia se desperdicia durante el modo de espera. Sobre todo éste es el caso de los com-presores de tipo tornillo, los cuales consumen de esta manera 85 por ciento de su potencia nominal. Sin embargo, los compresores reciprocantes (alternativos) no son inmunes a esta deficiencia, porque también deben pasar por un ciclo de encendido y apagado debido a las fugas de aire presentes en las líneas de aire comprimido. El sistema puede cerrarse manualmente durante los periodos no productivos para ahorrar energía, pero si se instala un temporizador (con sobreseimiento manual) es preferible para hacer el cierre automáticamente porque es de naturaleza humana aplazar las cosas cuando los beneficios no son obvios o inmediatos.

En *secadores refrigerados*, el aire comprimido a veces se enfría considerablemente por abajo de su punto de rocío con la finalidad de condensar y retirar una fracción grande del vapor de agua contenido en el aire, así como otros gases no condensables como los vapores de aceite. Cuando se comprime adiabáticamente a sólo 700 kPa, la temperatura del aire sube considerablemente al ser comprimido, a veces excediendo los 250°C a la salida del compresor. Por consiguiente, es deseable enfriar el aire después de la compresión para minimizar la cantidad de potencia que consume el sistema de refrigeración, tal como es mejor permitir que la comida caliente se enfríe en la cacerola a temperatura ambiente antes de guardarla en el refrigerador. El enfriamiento puede hacerse con aire del ambiente o con agua, mientras el calor recogido por el elemento de enfriamiento se usa para la calefacción del espacio, para calentar agua de alimentación de calderas o para calentamiento relacionado con el proceso.

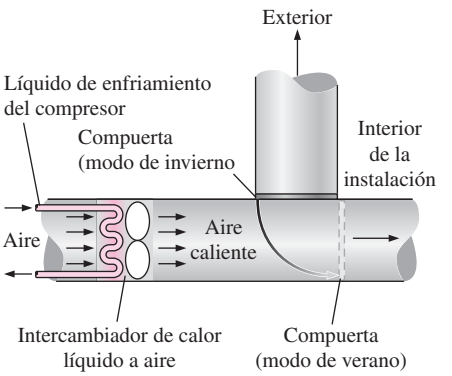


FIGURA 7-80

Las pérdidas de calor de un compresor pueden usarse para calentar un edificio en invierno.

Normalmente los compresores son enfriados directamente por el aire o con la circulación de un líquido como aceite o agua a través del dispositivo para minimizar el consumo máximo. El calor recogido por el aceite o el agua comúnmente se descarga hacia el ambiente por un intercambiador de calor líquido hacia el aire. Este *calor rechazado* normalmente representa cantidades entre 60 y 90 por ciento de la potencia de entrada, por lo tanto representa una gran cantidad de energía que puede emplearse para un propósito útil como *calentamiento de espacios* en invierno, *precalentamiento* del aire o agua en un horno, u otros propósitos relacionados con el proceso (Fig. 7-80). Por ejemplo, suponiendo que 80 por ciento de potencia de entrada se convierte en calor, un compresor de 150 hp, cuando opera a carga completa, puede rechazar tanto calor como un calentador de resistencia eléctrico de 90 kW u otro de gas natural de 400 000 Btu/h. Así, el uso apropiado del calor desechado de un compresor puede producir ahorros significativos de energía y costos.

RESUMEN

La segunda ley de la termodinámica conduce a la definición de una nueva propiedad llamada *entropía* que es una medida cuantitativa de desorden microscópico para un sistema. Cualquier cantidad cuya integral cíclica es cero es una propiedad, y la entropía está definida como

$$dS = \left(\frac{dQ}{T}\right)_{\text{int rev}}$$

Para el caso especial de un proceso isotérmico internamente reversible,

$$\Delta S = \frac{Q}{T_0}$$

La parte de la desigualdad en la desigualdad de Clausius combinada con la definición de entropía produce una desigualdad conocida como el *principio de incremento de entropía*, que se expresa como

$$S_{\text{gen}} \geq 0$$

donde S_{gen} es la *entropía generada* durante el proceso. El cambio de entropía es ocasionado por la transferencia de calor, el flujo másico e irreversibilidades. La transferencia de calor hacia un sistema aumenta la entropía, y la transferencia de calor desde un sistema lo disminuye. El efecto de las irreversibilidades siempre es aumentar la entropía.

El *cambio de entropía* y las *relaciones isentrópicas* para un proceso pueden resumirse como:

1. *Sustancias puras:*

Cualquier proceso: $\Delta s = s_2 - s_1$

Proceso isentrópico: $s_2 = s_1$

2. *Sustancias incompresibles:*

Cualquier proceso: $s_2 - s_1 = c_{\text{prom}} \ln \dfrac{T_2}{T_1}$

Proceso isentrópico: $T_2 = T_1$

3. *Gases ideales:*

a) Calores específicos constantes (tratamiento aproximado):

Cualquier proceso:

$$s_2 - s_1 = c_{v,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$s_2 - s_1 = c_{p,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Proceso isentrópico:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k}$$

b) Calores específicos variables (tratamiento exacto):

Cualquier proceso:

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Proceso isentrópico:

$$s_2^\circ = s_1^\circ + R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const}} = \frac{P_{r2}}{P_{r1}}$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{s=\text{const}} = \frac{v_{r2}}{v_{r1}}$$

donde P_r es la *presión relativa* y v_r es el *volumen específico relativo*. La función s° sólo depende de la temperatura.

El *trabajo de flujo estable* para un proceso reversible puede expresarse en términos de las propiedades del fluido como

$$w_{\text{rev}} = -\int_1^2 v\,dP - \Delta\text{ec} - \Delta\text{ep}$$

Para sustancias incompresibles (v = constante) se simplifica a

$$w_{\text{rev}} = -v(P_2 - P_1) - \Delta\text{ec} - \Delta\text{ep}$$

El trabajo realizado durante un proceso de flujo estable es proporcional al volumen específico, por consiguiente, v debe mantenerse tan pequeño como sea posible durante un proceso de compresión para minimizar la entrada de trabajo y tan grande como sea posible durante un proceso de expansión para aumentar al máximo la salida de trabajo.

Las entradas de trabajo reversibles de un compresor que comprime un gas ideal de T_1, P_1 a P_2 de manera isentrópica (Pv^k = constante), politrópica (Pv^n = constante), o isotérmica (Pv = constante), se determina mediante la integración para cada caso, de donde se obtienen los siguientes resultados:

Isentrópica: $$w_{\text{comp,ent}} = \frac{kR(T_2 - T_1)}{k-1} = \frac{kRT_1}{k-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]$$

Politrópica: $$w_{\text{comp,ent}} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{n-1} = \frac{nRT_1}{n-1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

Isotérmica: $$w_{\text{comp,ent}} = RT\ln\frac{P_2}{P_1}$$

Es posible reducir la entrada de trabajo a un compresor usando la compresión de etapas múltiples por interenfriamiento. Para lograr ahorros máximos en la entrada de trabajo, las razones de presión por cada etapa del compresor deben ser iguales.

La mayoría de los dispositivos de flujo estable operan bajo condiciones adiabáticas, y el proceso ideal para estos dispositivos es el isentrópico. El parámetro que describe qué tanta eficiencia tiene un dispositivo para acercarse al dispositivo isentrópico correspondiente se llama *eficiencia isentrópica* o *adiabática*. Para las turbinas, compresores y toberas, se expresa como sigue:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo real de la turbina}}{\text{Trabajo isentrópico de la turbina}} = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

$$\eta_C = \frac{\text{Trabajo isentrópico del compresor}}{\text{Trabajo real del compresor}} = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

$$\eta_N = \frac{\text{Energía cinética real a la salida de la tobera}}{\text{Energía cinética isentrópica}} = \frac{V_{2a}^2}{V_{2s}^2} \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

En las relaciones anteriores, h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpía en el estado de salida para los procesos real e isentrópico, respectivamente.

El balance de entropía para cualquier sistema que experimenta cualquier proceso puede expresarse en forma general como

$$\underbrace{S_{\text{ent}} - S_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de}\\ \text{entropía por calor y}\\ \text{masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de}\\ \text{entropía}}}$$

o, en *forma de tasa*, como

$$\underbrace{\dot{S}_{\text{ent}} - \dot{S}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de entropía por}\\ \text{calor y masa}}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Tasa de genera-}\\ \text{ción de entropía}}} = \underbrace{dS_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio de}\\ \text{entropía}}}$$

Para un *proceso* general de *flujo estable* se simplifica a

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k}$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics,* 2a. edición, Nueva York, Wiley Interscience, 1997.
2. A. Bejan, *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow*, Nueva York, Wiley Interscience, 1982.
3. Y. A. Çengel y H. Kimmel, "Optimization of Expansion in Natural Gas Liquefaction Processes", *LNG Journal*, U.K., mayo-junio, 1998.
4. Y. Cerci, Y.A. Çengel, y R.H. Turner, "Reducing the Cost of Compressed Air in Industrial Facilities", *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, San Francisco, California, 12-17 de noviembre, 1995.
5. W. F. E. Feller, *Air Compressors: Their Installation, Operation, and Maintenance*, Nueva York, McGraw-Hill, 1944.
6. M. S. Moran y H.N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1988.
7. D. W. Nutter, A.J. Britton, y W.M. Heffington, "Conserve Energy to Cut Operating Costs", *Chemical Engineering*, septiembre de 1993, pp. 127-137.
8. J. Rifkin, *Entropy*, Nueva York, The Viking Press, 1980.

PROBLEMAS*

Entropía y el principio de incremento de entropía

7-1C ¿La temperatura en la relación que establece la desigualdad de Clausius tiene que ser absoluta? ¿Por qué?

7-2C ¿Un ciclo para el que $\oint \delta Q > 0$ viola la desigualdad de Clausius? ¿Por qué?

7-3C ¿Una cantidad cuya integral cíclica es cero necesariamente es una propiedad?

7-4C ¿La integral cíclica del calor tiene que ser cero (es decir, un sistema tiene que eliminar tanto calor como el que recibe para completar un ciclo)? Explique.

7-5C ¿La integral cíclica del trabajo tiene que ser cero (es decir, un sistema tiene que producir tanto trabajo como consume para completar un ciclo)? Explique.

7-6C Un sistema experimenta un proceso entre dos estados fijos, primero de una manera reversible y después de forma irreversible. ¿Para qué caso el cambio de entropía es mayor? ¿Por qué?

7-7C ¿El valor de la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ es el mismo para todos los procesos entre los estados 1 y 2? Explique.

7-8C ¿El valor de la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ es el mismo para todos los procesos reversibles entre los estados 1 y 2? ¿Por qué?

7-9C Determine el cambio de entropía para un proceso irreversible entre los estados 1 y 2; ¿debe realizarse la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ a lo largo de la trayectoria del proceso real, o una trayectoria reversible imaginaria? Explique.

7-10C ¿Un proceso isotérmico es necesariamente internamente reversible? Explique su respuesta con un ejemplo.

7-11C ¿Cómo se comparan los valores de la integral $\int_1^2 \delta Q/T$ para procesos reversible e irreversible entre los mismos estados extremos?

7-12C La entropía de una papa cocida caliente disminuye conforme se enfría. ¿Es ésta una violación al principio de incremento de entropía? Explique.

7-13C ¿Es posible crear entropía? ¿Es posible destruirla?

7-14C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene gas helio. Durante un proceso reversible, isotérmico, la entropía del helio (*nunca, a veces, siempre*) aumenta.

7-15C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene gas nitrógeno. Durante un proceso reversible, adiabático, la entropía del nitrógeno (*nunca, a veces, siempre*) aumenta.

7-16C Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene vapor sobrecalentado. Durante un proceso adiabático real, la entropía del vapor (*nunca, a veces, siempre*) aumenta.

7-17C La entropía del vapor (*aumenta, disminuye, permanece igual*) cuando fluye a través de una turbina adiabática real.

7-18C La entropía del fluido de trabajo del ciclo de Carnot ideal (*aumenta, disminuye, permanece igual*) durante el proceso de adición de calor isotérmico.

7-19C La entropía del fluido de trabajo del ciclo de Carnot ideal (*aumenta, disminuye, permanece igual*) durante el proceso isotérmico de rechazo de calor.

7-20C Durante un proceso de transferencia de calor, la entropía de un sistema (*siempre, a veces, nunca*) aumenta.

7-21C ¿Es posible que el cambio de entropía de un sistema cerrado sea cero durante un proceso irreversible? Explique.

7-22C ¿Cuáles son los tres diferentes mecanismos causantes del cambio de entropía en un volumen de control?

7-23C Vapor es acelerado cuando fluye a través de una tobera adiabática real. La entropía del vapor en la salida de la tobera será (*mayor que, igual a, menor que*) la entropía a la entrada de la tobera.

7-24 Un recipiente rígido contiene un gas ideal a 40°C, el cual se agita mediante una hélice, que a su vez efectúa 200 kJ de trabajo sobre el gas ideal. Se observa que la temperatura del gas permanece constante a 30°C durante este proceso como resultado de la transferencia de calor entre el sistema y los alrededores. Determine el cambio de entropía de gas ideal.

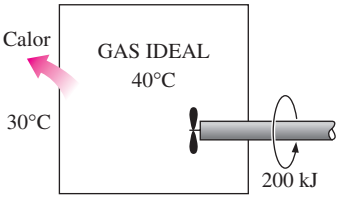


FIGURA P7-24

7-25 Se comprime aire mediante un compresor de 12 kW de P_1 a P_2. La temperatura del aire se mantiene constante a 25°C durante este proceso como resultado de la transferencia de calor de 10°C hacia los alrededores. Determine la tasa de cambio de entropía del aire y establezca las suposiciones hechas para resolver este problema.

Respuesta: −0.0403 kW/K

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan el sistema SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono de CD-EES se resuelven por medio del software EES, mientras que las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES anexo.

7-26 Durante el proceso de adición de calor isotérmico de un ciclo de Carnot, 900 kJ se agregan al fluido de trabajo de una fuente que está a 400°C. Determine *a*) el cambio de entropía del fluido de trabajo, *b*) el cambio de entropía de la fuente y *c*) el cambio de entropía total para el proceso.

7-27 Retome el problema 7-26 y utilice el software EES (u otro) para analizar los efectos del calor variante añadido al fluido de trabajo y la temperatura de la fuente en el cambio de entropía de este mismo fluido, el cambio de entropía de la fuente y el cambio de entropía total para el proceso. Permita que la temperatura de la fuente varíe de 100 a 1 000°C y grafique los cambios de entropía de la fuente y del fluido de trabajo contra la temperatura de la fuente para las siguientes cantidades de transferencia de calor: 500 kJ, 900 kJ y 1 300 kJ. Explique los resultados.

7-28E Durante el proceso isotérmico de rechazo de calor de un ciclo de Carnot, el fluido de trabajo experimenta un cambio de entropía de −0.7 Btu/R. Si la temperatura del sumidero de calor es de 95°F, determine: *a*) la cantidad de transferencia de calor, *b*) el cambio de entropía del sumidero y *c*) el cambio de entropía total para este proceso. *Respuestas: a*) 388.5 Btu, *b*) 0.7 Btu/R, *c*) 0

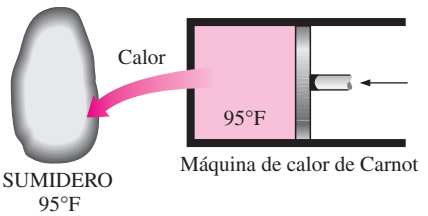


FIGURA P7-28E

7-29 El refrigerante 134a entra como una mezcla saturada de líquido-vapor a una presión de 160 kPa en el serpentín del evaporador de un sistema de refrigeración. El refrigerante absorbe 180 kJ de calor del espacio enfriado que se mantiene a −5°C y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine: *a*) el cambio de entropía del refrigerante, *b*) el cambio de entropía del espacio enfriado y *c*) el cambio de entropía total para este proceso.

Cambios de entropía de sustancias puras

7-30C ¿Un proceso que es internamente reversible y adiabático es necesariamente isentrópico? Explique.

7-31 El radiador de un sistema de calefacción por vapor tiene un volumen de 20 L y se llena con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 150°C. En ese momento tanto las válvulas de entrada y salida del radiador están cerradas. Después de un rato la temperatura del vapor disminuye a 40°C como resultado de la transferencia de calor hacia el aire del cuarto. Determine el cambio de entropía del vapor durante este proceso.

Respuesta: −0.132 kJ/K

7-32 Un recipiente rígido de 0.5 m^3 contiene refrigerante 134a el cual se halla inicialmente a 200 kPa y una calidad de 40 por ciento. Después, el calor se transfiere al refrigerante de una fuente a 35°C hasta elevar la presión a 400 kPa. Determine: *a*) el cambio de entropía del refrigerante, *b*) el cambio de entropía de la fuente de calor y *c*) el cambio de entropía total del proceso.

Respuestas: a) 3.880 kJ/K, *b*) −3.439 kJ/K, *c*) 0.441 kJ/K

7-33 Retome el problema 7-32 y use el software EES (u otro) para investigar los efectos de la temperatura de la fuente y la presión final en el cambio de entropía total del proceso. Varíe la temperatura de la fuente de 30 a 210°C y la presión final de 250 a 500 kPa, después grafique el cambio de entropía total del proceso como una función de la temperatura de la fuente a las presiones finales de 250 kPa, 400 kPa y 500 kPa. Explique los resultados.

7-34 Un recipiente rígido bien aislado contiene 2 kg de una mezcla saturada de líquido y vapor a 100 kPa. Inicialmente, tres cuartas partes de la masa están en fase líquida, pero después se enciende un calentador de resistencia eléctrica colocado en el recipiente y funciona hasta que todo el líquido en el recipiente se evapora. Determine el cambio de entropía del vapor durante este proceso. *Respuesta:* 8.10 kJ/K

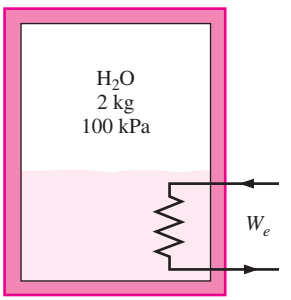


FIGURA P7-34

7-35 Un recipiente rígido está dividido en dos partes iguales mediante una separación. Una de estas partes contiene 1.5 kg de agua líquida comprimida a 300 kPa y 60°C mientras la otra está vacía. Se quita la separación y el agua se expande hasta llenar todo el recipiente. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso, si la presión final en el recipiente es 15 kPa. *Respuesta:* −0.114 kJ/K

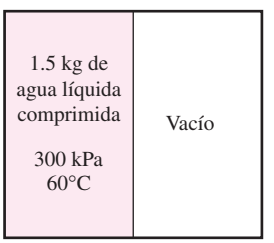


FIGURA P7-35

7-36 Retome el problema 7-35 y utilice el software EES (u otro) para evaluar y graficar la entropía generada como una función de la temperatura de los alrededores, así como para determinar los valores de las te*mperaturas circundantes válidas para este problema. Varíe la temperatura circundante de 0 a 100°C y explique sus resultados.

7-37E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 2 lbm de refrigerante 134a a 120 psia y 100°F. Después, el refrigerante se enfría a presión constante hasta que cambia a un líquido a 50°F. Determine el cambio de entropía del refrigerante durante este proceso.

7-38 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 5 L de agua líquida saturada a una presión constante de 150 kPa. Cuando se enciende un calentador de resistencia eléctrica dentro del cilindro se transfieren 2 200 kJ de energía hacia el vapor. Determine el cambio de entropía del agua durante este proceso. *Respuesta:* 5.72 kJ/K

7-39 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 0.05 m^3 de vapor saturado del refrigerante 134a a una presión de 0.8 MPa. El refrigerante se extiende de una manera reversible hasta que la presión cae a 0.4 MPa. Determine *a*) la temperatura final en el cilindro y *b*) el trabajo realizado por el refrigerante.

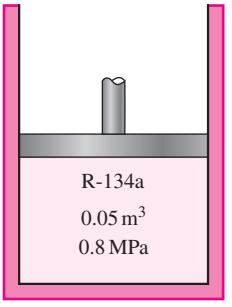


FIGURA P7-39

7-40 Retome el problema 7.39 y use el software EES (u otro) para evaluar y graficar el trabajo realizado por el refrigerante como una función de la presión final cuando varía de 0.8 a 0.4 MPa. Compare el trabajo realizado para este proceso con uno de temperatura constante en el mismo rango de presión. Explique sus resultados.

7-41 El refrigerante 134a entra en un compresor adiabático como vapor saturado a 160 kPa a razón de 2 m^3/min y se comprime a una presión de 900 kPa. Determine la potencia mínima que debe suministrarse al compresor.

7-42E Vapor entra en una turbina adiabática a 800 psia y 900°F y sale a una presión de 40 psia. Determine la cantidad máxima de trabajo que puede entregar esta turbina.

7-43E Reconsidere el problema 7.42E y use el software EES (u otro) para evaluar y graficar el trabajo realizado por el vapor como una función de presión final cuando varía de 800 a 40 psia. También investigue el efecto que ocasiona sobre el trabajo de la turbina variar la temperatura de entrada de este dispositivo desde la temperatura de saturación a 800 psia hasta 900°F.

7-44 Un dispositivo de cilindro-émbolo fuertemente aislado contiene 0.05 m^3 de vapor a 300 kPa y 150°C. El vapor se comprime de una manera reversible a una presión de 1 MPa. Determine el trabajo realizado sobre el vapor durante este proceso.

7-45 Retome el problema 7-44 y emplee el software EES (u otro) para evaluar y graficar el trabajo realizado sobre el vapor como una función de presión final cuando ésta varía de 300 kPa a 1 MPa.

7-46 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 1.2 kg de vapor saturado a 200°C. El calor se transfiere al vapor y éste se expande reversible e isotérmicamente a una presión final de 800 kPa. Determine el calor transferido y el trabajo realizado durante este proceso.

7-47 Reconsidere el problema 7-46 y utilice el software EES (u otro) para evaluar y graficar el calor transferido al vapor, así como el trabajo realizado como una función de presión final cuando varía del valor inicial al valor final de 800 kPa.

7-48 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de vapor a 100°C con una calidad de 50 por ciento. Este vapor es sometido a los siguientes dos procesos:

1-2 El calor se transfiere al vapor de una manera reversible mientras la temperatura se mantiene constante hasta que el vapor cambia a vapor saturado.

2-3 El vapor se expande en un proceso adiabático, reversible, hasta que la presión es 15 kPa.

a) Grafique estos procesos con respecto a las líneas de saturación en un solo diagrama *T-s*.

b) Determine el calor añadido por el vapor en el proceso 1-2, en kJ.

c) Determine el trabajo realizado por el vapor en el proceso 2-3, en kJ.

7-49 Un recipiente rígido contiene 5 kg de vapor saturado a 100°C que se enfría a la temperatura ambiente de 25°C.

a) Grafique el proceso con respecto a las líneas de saturación en un diagrama *T-v*.

b) Determine el cambio de entropía del vapor en kJ/K.

c) Para el vapor y sus alrededores, determine el cambio de entropía total o S_{gen} asociado con este proceso, en kJ/K.

7-50 Vapor a 6 000 kPa y 500°C entra en una turbina de flujo estable y se expande en este dispositivo mientras realiza trabajo hasta que la presión es de 1 000 kPa. Cuando ésta se alcanza, 10 por ciento del vapor es extraído de la turbina para otros usos mientras 90 por ciento restante continúa expandiéndose a través de la turbina mientras trabaja para salir a 10 kPa. El proceso completo de expansión del vapor a través de la turbina es reversible y adiabático.

a) Grafique el proceso en un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación. Asegúrese de tabular los datos establecidos y las líneas de presión constante.

b) Si la turbina tiene una eficiencia isentrópica de 85 por ciento, ¿cuál es el trabajo realizado por el vapor cuando fluye a través de la turbina por unidad de masa de vapor que fluye en este dispositivo, en kJ/kg?

7-51E Una lata rígida bien aislada de 1.2 pies^3 contiene inicialmente refrigerante 134a a 140 psia y 70°F. Después se produce una grieta en la lata y el refrigerante empieza a fugarse lentamente. Si se asume que el refrigerante que permanece en la lata ha sufrido un proceso reversible, adiabático, determine la masa final en la lata cuando la presión cae a 20 psia.

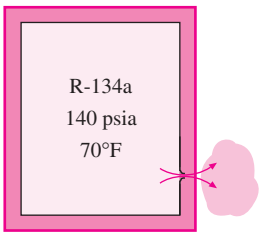


FIGURA P7-51E

Cambios de entropía de sustancias incompresibles

7-52C Se tienen dos bloques sólidos, uno caliente y otro frío, puestos en contacto en un recipiente adiabático. Después de un rato, se establece el equilibrio térmico en el recipiente como resultado de la transferencia de calor. La primera ley requiere que la cantidad de energía perdida por el sólido caliente sea igual a la cantidad de energía ganada por el frío. ¿La segunda ley requiere que la disminución en la entropía del sólido caliente sea igual al incremento en la entropía del frío?

7-53 Un bloque de cobre de 50 kg que se halla inicialmente a 80°C se deja caer en un recipiente aislado que contiene

FIGURA P7-53

120 L de agua a 25°C. Determine la temperatura de equilibrio final y el cambio de entropía total para este proceso.

7-54 Un bloque de hierro de 25 kg que inicialmente está a 350°C se introduce en un recipiente aislado que contiene 100 kg de agua a 18°C. Si se supone que el agua evaporada durante el proceso se condensa otra vez en el recipiente, determinar el cambio de entropía total durante este proceso

7-55 Un bloque de aluminio de 20 kg que está inicialmente a 200°C se pone en contacto con un bloque de hierro de 20 kg a 100°C en un cerco aislado. Determine la temperatura de equilibrio final y el cambio de entropía total para el proceso. *Respuesta:* 168.4°C, 0.169 kJ/K

7-56 Retome el problema 7.55 y use el software EES (u otro) para estudiar el efecto que tiene la masa del bloque de hierro en la temperatura de equilibrio final y en el cambio de entropía total del proceso. Varíe la masa del hierro de 1 a 10 kg y grafique la temperatura de equilibrio y el cambio de entropía total como una función de la masa del hierro. Explique los resultados.

7-57 Un bloque de hierro de 50 kg y otro de cobre de 20 kg, ambos inicialmente a 80°C, se dejan caer en un gran lago que está a 15°C. Después de un tiempo, se establece el equilibrio térmico como resultado de la transferencia de calor entre los bloques y el agua del lago. Determine el cambio de entropía total de este proceso.

FIGURA P7-57

7-58 Una bomba adiabática será usada para comprimir agua líquida saturada a 10 kPa a una presión de 15 MPa de una manera reversible. Determine la entrada de trabajo usando a) los datos de entropía de la tabla de líquidos comprimidos, *b*) el volumen específico y los valores de presión de entrada, *c*) el volumen específico y los valores de presión promedio. También, determine los errores involucrados en los apartados *b*) y *c*)

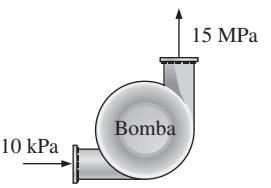


FIGURA P7-58

Cambio de entropía de gases ideales

7-59C Demuestre que son equivalentes las dos relaciones para el cambio de entropía de gases ideales bajo la suposición del calor específico constante (Ecs. 7-33 y 7-34).

7-60C A partir de la segunda relación $T\,ds$ (Ec. 7-26) obtenga la ecuación 7-34 para el cambio de entropía de gases ideales bajo la suposición de calor específico constante.

7-61C Algunas propiedades de los gases ideales como la energía interna y la entalpía sólo varían con la temperatura [es decir, $u = u(T)$ y $h = h(T)$]. ¿Es éste también el caso para la entropía?

7-62C A partir de la ecuación 7-34 obtenga la 7-43.

7-63C ¿Qué nombre reciben P_r y v_r ¿Su uso se limita a los procesos isentrópicos? Explique.

7-64C ¿Puede cambiar la entropía de un gas ideal durante un proceso isotérmico?

7-65C Un gas ideal es sometido a un proceso entre dos temperaturas especificadas, primero a una presión constante y posteriormente a un volumen constante. ¿Para cuál de estos casos el gas ideal experimentará un cambio de entropía más grande? Explique.

7-66 En un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime gas oxígeno de un estado inicial de 0.8 m^3/kg y 25°C a uno final de 0.1 m^3/kg y 287°C. Determine el cambio de entropía del oxígeno durante este proceso. Suponga calores específicos constantes.

7-67 Un recipiente rígido aislado de 1.5 m^3 contiene 2.7 kg de dióxido de carbono a 100 kPa. Una hélice efectúa trabajo en este sistema hasta que la presión en el recipiente aumenta a 150 kPa. Determine el cambio de entropía del dióxido de carbono durante este proceso. Suponga calores específicos constantes. *Respuesta:* 0.719 kJ/K

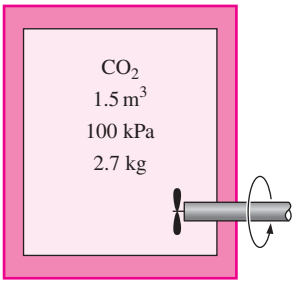


FIGURA P7-67

7-68 Inicialmente un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 300 L de aire a 120 kPa y 17°C, después el aire se calienta dentro del cilindro durante 15 minutos mediante un calentador de resistencia de 200 W. La presión del aire se mantiene constante durante este proceso. Determine el cambio de entropía del aire, suponiendo *a*) calores específicos constantes y *b*) calores específicos variables.

7-69 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 1.2 kg de gas nitrógeno a 120 kPa y 27°C. Después el gas se comprime lentamente en un proceso politrópico durante el cual $Pv^{1.3}$ = constante. El proceso acaba cuando el volumen se reduce a la mitad. Determine el cambio de entropía del nitrógeno durante este proceso. *Respuesta:* −0.0617 kJ/K

7-70 Retome el problema 7-69 y emplee el software EES (u otro) para investigar el efecto de variar el exponente politrópico de 1 a 1.4 en el cambio de entropía del nitrógeno. Muestre los procesos en un diagrama común *P-v*.

7-71E Una masa de 15 lbm de helio experimenta un proceso desde un estado inicial de 50 $pies^3$/lbm y 80°F hasta uno final de 10 $pies^3$/lbm y 200°F. Determine el cambio de entropía del helio durante este proceso, suponiendo: *a*) el proceso es reversible y *b*) el proceso es irreversible.

7-72 En un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime aire desde 90 kPa y 20°C hasta 400 kPa, en un proceso isotérmico reversible. Determine: *a*) el cambio de entropía del aire y *b*) el trabajo realizado.

7-73 Se comprime aire de manera estable por medio de un compresor de 5 kW desde 100 kPa y 17°C hasta 600 kPa y 167°C, a razón de 1.6 kg/min. Durante el proceso, alguna transferencia de calor a 17°C ocurre entre el compresor y los alrededores. Determine la tasa de cambio de entropía del aire durante este proceso. *Respuesta:* −0.0025 kW/K

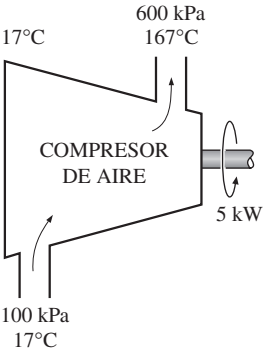


FIGURA P7-73

7-74 Un recipiente rígido aislado está dividido en dos partes iguales por un separador. Inicialmente, una de estas partes contiene 5 kmol de un gas ideal a 250 kPa y 40°C, y la otra está vacía. Al retirar la separación el gas llena el recipiente entero. Determine el cambio de entropía total durante este proceso. *Respuesta:* 28.81 kJ/K

7-75 En un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime aire desde 100 kPa y 17°C hasta 800 kPa, en un proceso reversible y adiabático. Determine la temperatura final y el trabajo realizado durante este proceso, suponiendo: *a*) calores específicos constantes y *b*) calores específicos variables para el aire.
Respuestas: a) 525.3 K, 171.1 kJ/kg, *b)* 522.4 K, 169.3 kJ/kg

7-76 Reconsidere el problema 7-75 y use el software EES (u otro) para evaluar y graficar el trabajo realizado y la temperatura final durante el proceso de compresión como funciones de la presión final para ambos casos, cuando la presión final varía de 100 a 800 kPa.

7-77 Se comprime gas helio de 90 kPa y 30°C a 450 kPa, en un proceso reversible y adiabático. Determine la temperatura final y el trabajo realizado, asumiendo que el proceso tiene lugar: *a*) en un dispositivo de cilindro-émbolo y *b*) en un compresor de flujo estable.

7-78 Un recipiente rígido aislado contiene 4 kg de gas argón a 450 kPa y 30°C. Después se abre una válvula y se deja que el argón escape hasta que la presión en el interior disminuye a

200 kPa. Si se supone que el argón que permanece dentro del recipiente ha experimentado un proceso reversible, adiabático, determine la masa final en el recipiente. *Respuesta:* 2.46 kg

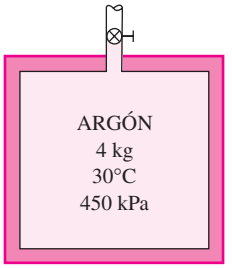


FIGURA P7-78

7-79 Reconsidere el problema 7.78 y use el software EES (u otro) para averiguar el efecto que causa la presión final en la masa final del recipiente cuando la presión varía de 450 a 150 kPa. Grafique los resultados.

7-80E En una tobera adiabática entra aire a 60 psia, 540°F y 200 pies/s, y sale a 12 psia. Determine la velocidad de salida del aire suponiendo que el aire es un gas ideal con calores específicos variables y sin tomar en cuenta alguna irreversibilidad.

7-81 En una tobera entra aire de manera estable a 280 kPa y 77°C con una velocidad de 50 m/s y sale a 85 kPa y 320 m/s. Se estima que las pérdidas de calor de este dispositivo hacia el medio circundante, que está a 20°C, son de 3.2 kJ/kg. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) el cambio de entropía total para este proceso.

7-82 Retome el problema 7-81 y utilice el software EES (u otro) para analizar el efecto que ocasiona variar la temperatura del medio circundante de 10 a 40°C en la temperatura de salida y el cambio de entropía total del proceso. Grafique los resultados.

7-83 Un recipiente de 45 kg lleno de agua líquida a 95°C se pone en un cuarto de 90 m^3 que está inicialmente a 12°C. Después de un rato se establece el equilibrio térmico como resultado de la transferencia de calor entre el agua y el aire contenidos en el cuarto. Utilizando calores específicos constantes, determine: *a*) la temperatura de equilibrio final, *b*) la cantidad de transferencia de calor entre el agua y el aire en el cuarto y *c*) la generación de entropía. Suponga que el cuarto es bien sellado y fuertemente aislado.

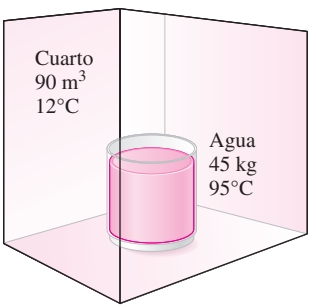


FIGURA P7-83

7-84 En una tobera de flujo estable entra aire a 800 kPa y 400°C con una velocidad baja y sale a 100 kPa. Si el aire experimenta un proceso de expansión adiabática a través de este dispositivo, ¿cuál es la velocidad máxima del aire a la salida de la tobera, en m/s?

7-85 Un gas ideal a 100 kPa y 27°C entra en un compresor de flujo estable. El gas se comprime a 400 kPa y 10 por ciento de la masa que ingresa al compresor se saca para otros usos, mientras 90 por ciento restante se comprime a 600 kPa antes de salir del compresor. Se supone que el proceso de compresión entero es reversible y adiabático. La potencia suministrada al compresor es de 32 kW. Si el gas ideal tiene un calor constante específico expresado por $c_v = 0.8$ kJ/kg · K y $c_p = 1.1$ kJ/kg · K, *a*) grafique el proceso de compresión en un diagrama *T-s*, *b*) determine la temperatura del gas en las dos salidas del compresor, en K, y *c*) determine el flujo másico del gas en el compresor, en kg/s.

7-86 Un recipiente de volumen constante contiene 5 kg de aire a 100 kPa y 327°C. El aire se enfría a la temperatura ambiente de 27°C. Suponga calores específicos constantes a 300 K: *a*) determine el cambio de entropía del aire en el recipiente durante el proceso, en kJ/K, *b*) determine el cambio de entropía neto del universo debido a este proceso, en kJ/K, y *c*) grafique los procesos para el aire en el recipiente y en los alrededores en un solo diagrama *T-s*. Asegúrese de tabular los estados inicial y final para ambos procesos.

Trabajo de flujo estable reversible

7-87C Para reducir la potencia consumida por los compresores grandes, el gas frecuentemente se enfría mientras es comprimido. Explique cómo durante un proceso de compresión el enfriamiento del gas reduce el consumo de potencia.

7-88C Las turbinas en las centrales eléctricas que funcionan con vapor operan esencialmente bajo condiciones adiabáticas. Un ingeniero sugiere acabar con esta práctica y propone hacer circular agua de enfriamiento a través de la superficie exterior de la cubierta para enfriar el vapor cuando éste fluye por la turbina. Él piensa que de esta manera la entropía del vapor disminuirá, el desempeño de la turbina mejorará, y como resultado la salida de trabajo de la turbina aumentará. ¿Cómo evaluaría esta propuesta?

7-89C Se sabe bien que la potencia consumida por un compresor puede reducirse al enfriar el gas durante la compresión. Inspirado en esto, alguien propone enfriar el líquido cuando fluya a través de una bomba para reducir el consumo de potencia de ésta. ¿Usted apoyaría esta propuesta? Explique.

7-90 A la bomba de una central eléctrica que funciona con vapor entra agua como líquido saturado a 20 kPa a razón de 45 kg/s y sale a 6 MPa. Sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial y suponiendo que el proceso es reversible, determine la potencia de entrada a la bomba.

7-91 En una bomba de 25 kW entra agua líquida a una presión de 100 kPa a razón de 5 kg/s. Determine la presión más alta que el agua líquida puede tener a la salida de la bomba. No considere los cambios de energía cinética y potencial del agua y suponga el volumen específico del agua como 0.001 m^3/kg. *Respuesta:* 5 100 kPa

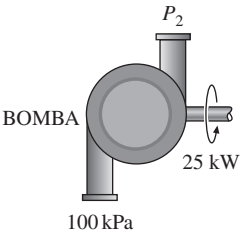


FIGURA P7-91

7-92E Se comprime vapor saturado del refrigerante 134a a 15 psia reversiblemente en un compresor adiabático a 80 psia. Determine el trabajo de entrada al compresor. ¿Cuál sería su respuesta si el refrigerante estaba primero condensado a presión constante antes de ser comprimido?

7-93 Se tiene una central eléctrica de vapor que opera entre los límites de presión de 10 MPa y 20 kPa. El agua entra en la bomba como líquido saturado y sale de la turbina como vapor saturado. Determine la razón de trabajo entregado por la turbina al trabajo consumido por la bomba. Suponga que todo el ciclo es reversible y las pérdidas de calor de ambos dispositivos son insignificantes.

7-94 Reconsidere el problema 7-93 y use el software EES (u otro) para investigar el efecto que la calidad del vapor a la salida de la turbina tendrá sobre el trabajo neto de salida. Varíe la calidad de 0.5 a 1.0 y grafique el trabajo neto de salida como una función de esta calidad.

7-95 En una bomba de 7 kW entra agua líquida a 120 kPa y ahí dentro eleva su presión a 5 MPa. Si la diferencia de elevación entre los niveles de la salida y la entrada es de 10 m, determine la tasa más alta de flujo másico del agua líquida que esta bomba puede manejar. No tome en cuenta el cambio de energía cinética del agua y considere el volumen específico del agua como 0.001 m^3/kg.

7-96E A una tasa de 5 $pies^3/s$ se comprime gas helio desde 14 psia y 70°F hasta 120 psia. Determine la potencia de entrada al compresor, si se supone que el proceso de compresión es *a*) isentrópico, *b*) politrópico con $n = 1.2$, *c*) isotérmico y *d*) politrópico ideal de dos etapas con $n = 1.2$.

7-97E Reconsidere el problema 7-96E y emplee el software EES (u otro) para evaluar y graficar el trabajo de compresión y el cambio de entropía del helio como funciones del exponente politrópico cuando éste varía de 1 a 1.667. Explique sus resultados.

7-98 Un compresor de 10 kW comprime gas nitrógeno de 80 kPa y 27°C a 480 kPa. Determine la tasa de flujo de masa del nitrógeno a través del compresor, suponiendo que el proceso de compresión es: *a*) isentrópico, *b*) politrópico con $n = 1.3$, *c*) isotérmico y *d*) politrópico ideal de dos etapas con $n = 1.3$. *Respuestas: a*) 0.048 kg/s, *b*) 0.051 kg/s, *c*) 0.063 kg/s, *d*) 0.056 kg/s

7-99 Las etapas de compresión en el compresor axial de una turbina de gas industrial están acoplados muy cercanamente, lo cual vuelve muy impráctico el interenfriamiento. Para enfriar el aire en tales compresores y reducir la potencia de compresión, se propone rociar con una niebla de agua del tamaño de una gota en el orden de 5 micras sobre la corriente de aire, cuando se está comprimiendo y enfriando el aire continuamente al evaporarse el agua. Aunque preocupa la colisión de las gotas de agua con las aspas de la turbina, la experiencia en el uso de turbinas de vapor indica que éstas pueden tolerar concentraciones de gotas de agua de hasta 14 por ciento. Suponiendo que el aire es comprimido isentrópicamente a una tasa de 2 kg/s desde 300 K y 100 kPa hasta 1 200 kPa, y que el agua se inyecta a una temperatura de 20°C a una tasa de 0.2 kg/s, determine la reducción en la temperatura de salida del aire comprimido y la potencia ahorrada del compresor. Suponga que el agua se evapora completamente antes de salir del compresor, y que se tiene una tasa media de flujo másico de 2.1 kg/s a lo largo del compresor.

7-100 Retome el problema 7-99. El compresor con agua inyectada es utilizado en una central eléctrica que funciona con turbina de gas. Se afirma que la potencia de salida de la turbina de gas aumentará debido al incremento en la tasa de flujo másico del gas (aire + vapor de agua) a través del dispositivo. ¿Usted está de acuerdo?

Eficiencias isentrópicas de dispositivos de flujo estable

7-101C Describa el proceso ideal para *a*) una turbina adiabática, *b*) un compresor adiabático y *c*) una tobera adiabática, y defina la eficiencia isentrópica para cada dispositivo.

7-102C ¿Los procesos isentrópicos son un modelo conveniente para compresores que se enfrían intencionalmente? Explique.

7-103C En un diagrama *T-s*, el estado real de salida (estado 2) de una turbina adiabática debe hallarse en el lado derecho del estado isentrópico de salida (estado 2*s*) ¿Por qué?

7-104 En una turbina adiabática entra vapor a 8 MPa y 500°C con un flujo másico de 3 kg/s, y sale a 30 kPa. La eficiencia isentrópica de la turbina es 0.90. Sin tomar en cuenta

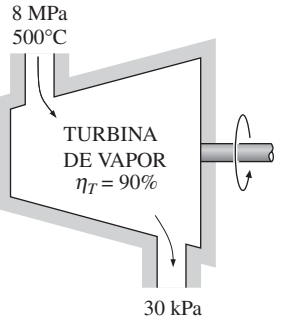


FIGURA P7-104

el cambio de energía cinética del vapor, determine *a*) la temperatura a la salida de la turbina y *b*) la salida de potencia de la turbina. *Respuestas: a*) 69.1°C, *b*) 3 054 kW

7-105 Reconsidere el problema 7.104 y use el software EES (u otro) para analizar el efecto que causa variar la eficiencia isentrópica de la turbina de 0.75 a 1.0 tanto en el trabajo realizado como en la temperatura de la salida del vapor. Grafique sus resultados.

7-106 En una turbina adiabática entra vapor a 7 MPa, 600°C y 80 m/s, y sale a 50 kPa, 150°C y 140 m/s. Si la potencia de salida de la turbina es 6 MW, determine: *a*) el flujo másico del vapor que fluye a través de la turbina y *b*) la eficiencia isentrópica de la turbina. *Respuestas: a*) 6.95 kg/s, *b*) 73.4 percent

7-107 En una turbina adiabática a 800°C y 1.5 MPa entra gas argón a una tasa de 80 kg/min y sale a 200 kPa. Si la potencia de salida de la turbina es 370 kW, determine la eficiencia isentrópica de este dispositivo.

7-108E En una turbina de gas adiabática entran gases de combustión a 1 540°F y 120 psia, y salen a 60 psia con una velocidad baja. Si se maneja la combustión de gases como aire y suponiendo una eficiencia isentrópica de 82 por ciento, determine la salida de trabajo de la turbina.
Respuesta: 71.7 Btu/lbm

7-109 En un compresor adiabático entra refrigerante 134a en forma de vapor saturado a 120 kPa y una tasa de 0.3 m^3/min, y sale a 1 MPa de presión. Si la eficiencia isentrópica del compresor es 80 por ciento, determine *a*) la temperatura del refrigerante a la salida del compresor y *b*) la potencia de entrada, en kW. También, muestre el proceso sobre un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación.

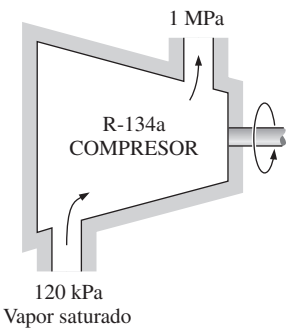


FIGURA P7-109

7-110 Reconsidere el problema 7-109 y use el software EES (u otro) para reformular el problema incluyendo los efectos de energía cinética del flujo suponiendo para el compresor una razón de área de entrada-salida de 1.5 cuando el diámetro interior de la tubería de salida de este dispositivo es de 2 cm.

7-111 En un compresor adiabático entra aire a 100 kPa y 17°C a una tasa de 2.4 m^3/s, y sale a 257°C. El dispositivo tiene una eficiencia isentrópica de 84 por ciento. Sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, determine *a*) la presión de salida del aire y *b*) la potencia requerida para accionar el compresor.

7-112 Se comprime aire mediante un compresor adiabático de 95 kPa y 27°C a 600 kPa y 277°C. Si se asumen calores específicos variables y despreciando los cambios en las energías cinética y potencial, determine: *a*) la eficiencia isentrópica del compresor y *b*) la temperatura de salida del aire si el proceso fuera reversible. *Respuestas: a*) 81.9 percent, *b*) 505.5 K

7-113E En un compresor adiabático entra gas argón a 20 psia y 90°F con una velocidad de 60 pies/s, y sale a 200 psia y 240 pies/s. Si la eficiencia isentrópica del compresor es de 80 por ciento, determine: *a*) la temperatura de salida del argón y *b*) la entrada de trabajo en el compresor.

7-114 En un compresor adiabático entra dióxido de carbono a 100 kPa y 300 K a una tasa de 1.8 kg/s, y sale a 600 kPa y 450 K. Sin tomar en cuanta los cambios en la energía cinética, determine la eficiencia isentrópica del compresor.

7-115E En una tobera adiabática entra aire a baja velocidad a 60 psia y 1 020°F, y sale a 800 pies/s. Si la eficiencia isentrópica de la tobera es de 90 por ciento, determine la temperatura de salida y la presión del aire.

7-116E Retome el problema 7-115E y emplee el software EES (u otro) para analizar el efecto que ocasiona en la temperatura de salida y la presión del aire la variación de la eficiencia isentrópica de la tobera de 0.8 a 1.0. Grafique los resultados.

7-117 En la tobera de un motor turborreactor entran gases de combustión calientes a 260 kPa, 747°C y 80 m/s, y salen a una presión de 85 kPa. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 92 por ciento y tratando a la combustión de gases como aire, determine: *a*) la velocidad de salida y *b*) la temperatura de salida.. *Respuestas: a*) 7 28.2 m/s, *b*) 786.3 K

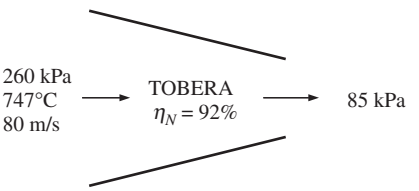


FIGURA P7-117

Balance de entropía

7-118 Se estrangula refrigerante 134a de 900 kPa y 35°C a 200 kPa. La sustancia pierde calor en el orden de 0.8 kJ/kg hacia los alrededores, los cuales están a 25°C. Determine *a*) la

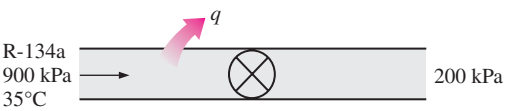


FIGURA P7-118

temperatura de salida del refrigerante y *b*) la generación de entropía durante este proceso.

7-119 En una turbina adiabática entra vapor de manera estable a 7 MPa, 500°C y 45 m/s, y sale a 100 kPa y 75 m/s. Si la potencia de salida de la turbina es de 5 MW y la eficiencia isentrópica es de 77 por ciento, determine: *a*) el flujo másico de vapor a través de la turbina, *b*) la temperatura en la salida de la turbina y *c*) la tasa de generación de entropía durante este proceso.

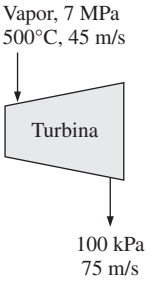


FIGURA P7-119

7-120 En un compresor estable entra aire en condiciones ambiente de 100 kPa y 22°C, y sale a 800 kPa. El compresor pierde 120 kJ/kg de calor y el aire experimenta una disminución de entropía de 0.40 kJ/kg · K. Suponiendo calores específicos constantes, determine *a*) la temperatura de salida del aire, *b*) la entrada de trabajo al compresor y *c*) la generación de entropía durante este proceso.

7-121 Un recipiente rígido contiene 7.5 kg de mezcla de agua saturada a 400 kPa. Se abre una válvula al fondo del recipiente y se retira el líquido. El calor se transfiere al vapor de manera que la presión dentro del recipiente permanece constante. La válvula está cerrada cuando no sale líquido del recipiente. Si se estima que un total de 5 kJ de calor se transfieren al recipiente, determine *a*) la calidad de vapor en el recipiente en el estado inicial, *b*) la cantidad de masa que ha escapado y *c*) la generación de entropía durante este proceso si el calor se proporciona al recipiente de una fuente que está a 500°C.

7-122 Considere a una familia de cuatro miembros, en la que cada uno tarda 5 minutos en la ducha todas las mañanas. La tasa promedio de flujo a través de la regadera es 12 L/min. El agua de la ciudad a 15°C se calienta en un calentador de agua eléctrico a 55°C y después se templa a 42°C con agua fría en el mezclador antes de salir de la regadera. Determine la cantidad de entropía generada por esta familia por año como resultado de tomar duchas diarias.

7-123 En el condensador de una central eléctrica de vapor debe condensarse vapor a una temperatura de 60°C con agua para enfriamiento tomada de un lago cercano. El líquido entra en los tubos del condensador a 18°C a una tasa de 75 kg/s y sale a 27°C. Suponiendo que el condensador está perfectamente aislado, determine: *a*) el flujo másico de condensación del vapor y *b*) la tasa de generación de entropía en el condensador. *Respuestas: a*) 1.20 kg/s, *b*) 1.06 kW/K

7-124 Un intercambiador de calor bien aislado calienta agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) de 25 a 60°C a una tasa de 0.50 kg/s. El calentamiento se logra por medio del agua geotérmica (c_p = 4.31 kJ/kg · °C) disponible a 140°C a un flujo másico de 0.75 kg/s. Determine: *a*) la tasa de transferencia de calor y *b*) la tasa de generación de entropía en el intercambiador de calor.

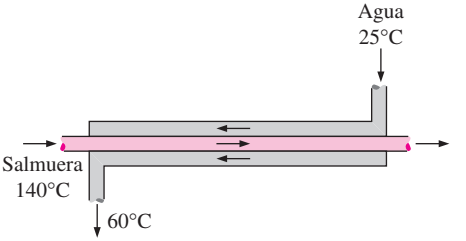


FIGURA P7-124

7-125 Un intercambiador de calor adiabático se usa para enfriar etilenglicol (c_p = 2.56 kJ/kg · °C), el cual fluye a una tasa de 2 kg/s de 80 a 40°C, mediante agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) que entra a 20°C y sale a 55°C. Determine: *a*) la tasa de transferencia de calor y *b*) la tasa de generación de entropía en el intercambiador de calor.

7-126 Un intercambiador de calor de contraflujo bien aislado, de paredes delgadas y doble tubo, será usado para enfriar aceite (c_p = 2.20 kJ/kg · °C) de 150°C a 40°C, a una tasa de 2 kg/s. Esto se hará por medio de agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) que entra a 22°C a una tasa de 1.5 kg/s. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor y *b*) la tasa de generación de entropía en el intercambiador de calor.

7-127 A un intercambiador de calor de contraflujo bien aislado y de paredes delgadas y doble tubo, entra agua fría (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) de una regadera a 15°C y una tasa de 0.25 kg/s, mientras que se calienta a 45°C debido al agua caliente (c_p = 4.19 kJ/kg · °C) que entra a 100°C a una tasa de 3 kg/s. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor y *b*) la tasa de generación de entropía en el cambiador de calor.

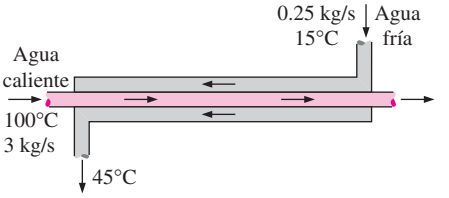


FIGURA P7-127

7-128 En un intercambiador de calor de flujo cruzado se precalienta aire (c_p = 1.005 kJ/kg · °C) con gases calientes de escape antes de que entre en el horno. El aire entra en el intercambiador de calor a 95 kPa y 20°C a una tasa de 1.6 m^3/s. Los gases de combustión (c_p = 1.10 kJ/kg · °C) entran a 180°C a una tasa de 2.2 kg/s y salen a 95°C. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor hacia el aire, *b*) la temperatura de salida del aire y *c*) la tasa de generación de entropía.

7-129 Un intercambiador de calor bien aislado, de coraza y tubo, se usa para calentar en la tubería agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) de 20 a 70°C a una tasa de 4.5 kg/s. El calor es suministrado por aceite caliente (c_p = 2.30 kJ/kg · °C) y entra por el lado de la coraza a 170°C a una tasa de 10 kg/s. Sin tomar en cuenta cualquier pérdida de calor en el intercambiador, determine *a*) la temperatura de salida del aceite y *b*) la tasa de generación de entropía en el cambiador.

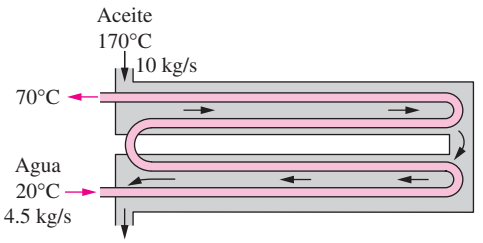


FIGURA P7-129

7-130E Se condensará vapor a 120°F por el lado de la coraza de un intercambiador de calor. El agua fría entra en los tubos a 60°F a una tasa de 92 lbm/s y sale a 73°F. Suponiendo que el intercambiador de calor está bien aislado, determine *a*) la tasa de transferencia de calor en el intercambiador y *b*) la tasa de generación de entropía en el intercambiador.

7-131 Pollos con una masa media de 2.2 kg y calor específico promedio de 3.54 kJ/kg · °C serán enfriados a 0.5°C por agua helada que entra a una enfriadora de inmersión de flujo continuo, y que sale a 2.5°C. Los pollos se dejan caer en la enfriadora a una temperatura estable de 15°C a razón de 250 pollos por hora y se enfrían a una temperatura media de 3°C antes de sacarlos. La enfriadora gana calor de los alrededores a 25°C a una tasa de 150 kJ/h. Determine: *a*) la tasa de remoción de calor de los pollos, en kW, y *b*) la tasa de generación de entropía durante este proceso de enfriamiento.

7-132 En una planta lechera, la leche a 4°C es pasteurizada continuamente a 72°C a una tasa de 12 L/s durante 24 horas al día y 365 días por año. La leche se calienta a la temperatura de pasteurización mediante agua caliente contenida en una caldera de gas natural cuya eficiencia es de 82 por ciento. La leche pasteurizada se enfría entonces con agua a 18°C antes de refrigerarla nuevamente a 4°C. Para ahorrar energía y dinero, la planta instaló un regenerador que tiene una efectividad de 82 por ciento. Si el costo del gas natural es $1.04/therm (1 therm = 105 500 kJ), determine cuánta energía y dinero ahorrará por año esta compañía gracias al regenerador, así como la reducción anual en la generación de entropía.

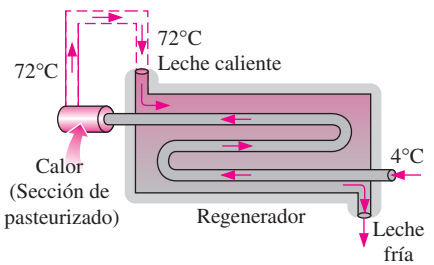


FIGURA P7-132

7-133 Bolas para rodamiento de acero inoxidable (ρ = 8 085 kg/m^3 y c_p = 0.480 kJ/kg · °C) con un diámetro de 1.2 cm serán templadas en el agua a una tasa de 1 400 bolas por minuto. Éstas salen del horno a una temperatura uniforme de 900°C y se exponen al aire durante algún tiempo a 30°C antes de dejarse caer en el agua. Si la temperatura de las bolas cae a 850°C antes del templado, determine: *a*) la tasa de transferencia de calor de las bolas al aire y *b*) la tasa de generación de entropía debido a la pérdida de calor hacia el aire por parte de las bolas.

7-134 Bolas de acero al carbono (ρ = 7 833 kg/m^3 y c_r = 0.465 kJ/kg · °C) con diámetro de 8 mm se templan calentándolas primero a 900°C en un horno y dejándolas posteriormente enfriar despacio hasta 100°C con el aire del ambiente a 35°C. Si 2 500 bolas serán templadas por hora, determine: *a*) la tasa de transferencia de calor de las bolas al aire y *b*) la tasa de generación de entropía debido a la pérdida de calor hacia el aire por parte de las bolas. *Respuestas: a*) 542 W, *b*) 0.986 W/K

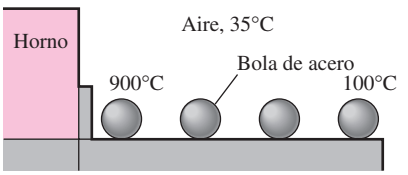


FIGURA P7-134

7-135 Un huevo ordinario puede compararse con una esfera de 5.5 cm de diámetro. El huevo se encuentra inicialmente a una temperatura uniforme de 8°C y se deja caer en el agua hirviendo a 97°C. Tomando las propiedades del huevo como ρ = 1 020 kg/m^3 y c_p = 3.32 kJ/kg · °C, determine *a*) cuánto calor se transfiere al huevo cuando la temperatura media de éste sube a 70°C y *b*) la cantidad de generación de entropía asociada con este proceso de transferencia de calor.

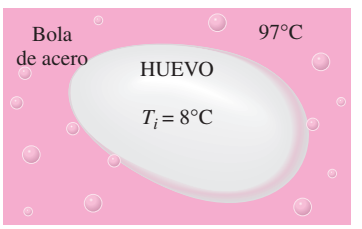


FIGURA P7-135

7-136E En una instalación productiva, unas placas cuadradas de latón de 1.2 pulg de espesor, 2 × 2 pies (ρ = 532.5 lbm/pie^3 y c_p = 0.091 Btu/lbm · °F) que están inicialmente a una temperatura uniforme de 75°F, se calientan pasándolas a través de un horno a 1 300°F a una tasa de 450 por minuto. Si las pla-

cas permanecen en el horno hasta que su temperatura promedio sube a 1 000°F, determine *a*) la tasa de transferencia de calor hacia las placas en el horno y *b*) la tasa de generación de entropía asociada con este proceso de transferencia de calor.

7-137 Unas varillas largas y cilíndricas de acero ($\rho = 7\,833$ kg/m^3 y $c_p = 0.465$ kJ/kg · °C) de 10 cm de diámetro se tratan térmicamente pasándolas a una velocidad de 3 m/min a través de un horno de 7 m de largo que se mantiene a 900°C. Si las varillas entran en el horno a 30°C y salen a 700°C, determine: *a*) la tasa de transferencia de calor hacia las varillas en el horno y *b*) la tasa de generación de entropía asociada con este proceso de transferencia de calor.

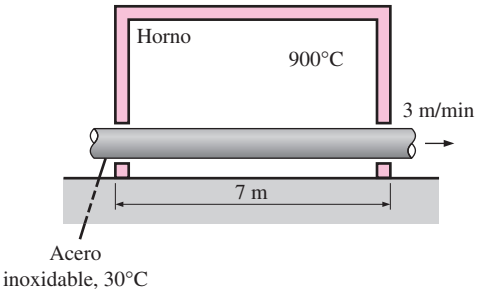


FIGURA P7-137

7-138 Las superficies interior y exterior de una pared de ladrillo de 5 × 7 m y 20 cm de espesor se mantienen a temperaturas de 20 y 5°C, respectivamente. Si la tasa de transferencia de calor a través de la pared es 1 515 W, determine la tasa de generación de entropía dentro de la pared.

7-139 Con la finalidad de transferir calor, un hombre de pie puede ser comparado con un cilindro vertical de 30 cm de diámetro, 170 cm de largo con sus superficies superior e inferior aisladas y una superficie lateral a una temperatura media de 34°C. Si la tasa de pérdida de calor de este hombre hacia el ambiente a 20°C es 336 W, determine en W/K la rapidez de transferencia de entropía, desde el cuerpo de esta persona, que acompaña a la transferencia de calor.

7-140 Una plancha de 1 000 W se deja sobre la tabla de planchado con su base expuesta al aire a 20°C. Si la temperatura de la superficie es de 400°C, determine la tasa de generación de entropía en este proceso durante una operación estable. ¿Cuánta de esta generación de entropía ocurre dentro de la plancha?

7-141E Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción contiene agua líquida saturada a 25 psia de presión. Ahora, 400 Btu de calor se transfieren al agua desde una fuente a 900°F, y parte del líquido se evapora a presión constante. Determine la entropía total generada durante este proceso, en Btu/R.

7-142E En un difusor entra vapor a 20 psia y 240°F con una velocidad de 900 pies/s, y sale como vapor saturado a 240°F y 100 pies/s. El área de salida del difusor es 1 pie^2. Determine: *a*) el flujo másico del vapor y *b*) la tasa de generación de entropía durante este proceso. Considere una temperatura ambiente de 77°F.

7-143 En una turbina se expande vapor estable a una velocidad de 25 000 kg/h, el cual entra a 6 MPa y 450°C y sale como vapor saturado a 20 kPa. Si la potencia generada por la turbina es 4 MW, determine la tasa de generación de entropía para este proceso. Suponga que el medio circundante está a 25°C. *Respuesta:* 11.0 kW/K

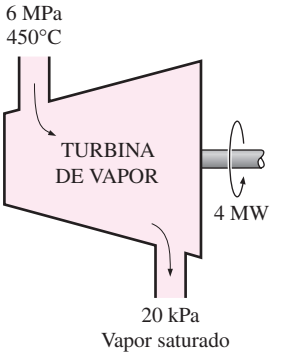


FIGURA P7-143

7-144 Una corriente de agua caliente a 70°C entra en una cámara de mezclado adiabática con un flujo másico de 3.6 kg/s donde se mezcla con una corriente de agua fría a 20°C. Si la mezcla sale de la cámara a 42°C, determine *a*) el flujo másico del agua fría y *b*) la tasa de generación de entropía durante este proceso de mezclado adiabático. Suponga que todas las corrientes están a una presión de 200 kPa.

7-145 Se calienta agua líquida a 200 kPa y 20°C en una cámara de mezclado que contiene vapor sobrecalentado a 200 kPa y 150°C. El agua líquida entra en la cámara a una tasa de 2.5 kg/s y se estima que el dispositivo pierde calor hacia el aire circundante a 25°C a razón de 1 200 kJ/min. Si la mezcla sale de la cámara de mezclado a 200 kPa y 60°C, determine *a*) el flujo másico del vapor sobrecalentado y *b*) la tasa de generación de entropía durante este proceso de mezclado.
Respuestas: a) 0.166 kg/s, *b*) 0.333 kW/K

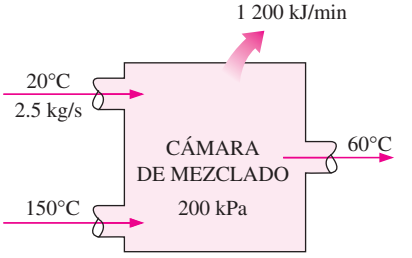


FIGURA P7-145

7-146 Un recipiente rígido de 0.3 m^3 se llena con agua líquida saturada a 150°C. Después se abre una válvula en el fondo del recipiente y se saca la mitad de la masa total en forma líquida. Se transfiere calor hacia el agua de una fuente a 200°C para que la temperatura en el recipiente permanezca constante. Determine: *a*) la cantidad de transferencia de calor y *b*) la generación de entropía total para este proceso.

7-147E Un bloque de hierro de masa desconocida a 185°F se deja caer en un recipiente aislado que contiene 0.8 pies^3 de agua a 70°F. Al mismo tiempo, una hélice con un motor de 200 W se activa para agitar el agua. El balance térmico se establece después de 10 minutos con una temperatura final de 75°F. Determine *a*) la masa del bloque de hierro y *b*) la entropía generada durante este proceso.

7-148E En un compresor entra aire a baja velocidad y en condiciones ambiente de 15 psia y 60°F, y sale a 150 psia, 620°F y 350 pies/s. El compresor es enfriado por el aire ambiente a 60°F a una tasa de 1 500 Btu/min. La potencia de entrada en el compresor es 400 hp. Determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la tasa de generación de entropía.

7-149 En una tobera adiabática entra vapor a 4 MPa y 450°C con una velocidad de 70 m/s, y sale a 3 MPa y 320 m/s. Si la tobera tiene un área de entrada de 7 cm^2, determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la tasa de generación de entropía para este proceso. *Respuestas: a*) 422.3°C, *b*) 0.0361 kW/K

Tema especial: reducción del costo del aire comprimido

7-150 El aire comprimido es uno de los servicios importantes en las instalaciones industriales, y se estima que la potencia total instalada de sistemas de aire comprimido en Estados Unidos es aproximadamente de 20 millones de caballos de fuerza. Suponiendo que los compresores operan a carga completa durante una tercera parte del tiempo y la media eficiencia del motor es de 85 por ciento, determine cuánta energía y dinero se ahorrará anualmente si la energía consumida por los compresores es reducida 5 por ciento como resultado de la aplicación de algunas medidas de conservación. Considere el costo producido de electricidad por unidad en $0.07/kWh.

7-151 Se estima que la energía utilizada para comprimir el aire en Estados Unidos excede 500 billones (0.5×10^{15}) de kJ por año. También se estima que entre 10 y 40 por ciento del aire comprimido se pierde a través de las fugas. Suponiendo, en promedio, que 20 por ciento del aire comprimido se pierde a través de las fugas de aire y que la unidad de electricidad producida es $0.07/kWh, determine la cantidad y costo de electricidad desperdiciada por año debido a las fugas de aire.

7-152 Los requerimientos de aire comprimido de una central que se encuentra al nivel del mar son satisfechos por un compresor de 125 hp que toma aire a la presión atmosférica local de 101.3 kPa y temperatura media de 15°C, para después comprimirlo a 900 kPa. Una investigación sobre el sistema de aire comprimido y los equipos que lo usan revela que comprimir el aire a 750 kPa es suficiente para la central. El compresor opera 3 500 h/año a 75 por ciento de la carga nominal mientras es impulsado por un motor eléctrico que tiene una eficiencia de 88 por ciento. Si se toma el precio de la electricidad como $0.085/kWh, determine las cantidades ahorradas de energía y de dinero como resultado de reducir la presión del aire comprimido.

7-153 Un compresor de 150 hp en una instalación industrial es colocado dentro del área de producción donde la temperatura media durante las horas que opera es 25°C. La temperatura media exterior durante las mismas horas es 10°C. El compresor opera 4 500 h/año a 85 por ciento de carga nominal y funciona con un motor eléctrico que tiene una eficiencia de 90 por ciento. Si se toma el precio de la electricidad como $0.07/kWh, determine las cantidades ahorradas de energía y de dinero como resultado de tomar aire exterior para el compresor en lugar de usar el interno.

7-154 Los requerimientos de aire comprimido de una central se satisfacen con un compresor de tornillo de 100 hp que opera a carga completa durante 40 por ciento del tiempo y que está ocioso el resto del tiempo durante las horas de operación. El compresor consume 35 por ciento de la potencia nominal mientras está ocioso y 90 por ciento de la potencia al comprimir el aire. Las horas anuales de operación de la instalación son 3 800 h, y el costo unitario de electricidad producida es $0.075/kWh.

Se determina que los requerimientos de aire comprimido de la instalación durante 60 por ciento del tiempo pueden ser suministrados por un compresor reciprocante (alternativo) de 25 hp que consume 95 por ciento de la potencia nominal al comprimir aire y ninguna potencia cuando no lo comprime. Se estima que el compresor de 25 hp funciona 85 por ciento del tiempo. Las eficiencias de los motores de los compresores grande y pequeño cerca de su funcionamiento a carga completa son 0.90 y 0.88, respectivamente. La eficiencia del motor grande a 35 por ciento de la carga es 0.82. Determine las cantidades ahorradas de energía y dinero como resultado de cambiar el compresor a 25 hp durante 60 por ciento del tiempo.

7-155 Los requerimientos de aire comprimido de una central son suministrados por un compresor de tornillo de 125 hp. La instalación detiene la producción durante una hora todos los días, incluidos los fines de semana, para el descanso del almuerzo, pero el compresor sigue operando. El compresor consume 35 por ciento de la potencia nominal al estar ocioso, y el costo unitario por electricidad es $0.09/kWh. Determine las cantidades ahorradas por año de energía y dinero como resultado de apagar el compresor durante el descanso del almuerzo. Tome la eficiencia del motor a carga parcial como 84 por ciento.

7-156 Los requerimientos de aire comprimido de una central se satisfacen con un compresor de 150 hp equipado con un interenfriador, un postenfriador y una secadora refrigerada. La central opera 4 800 h/año, pero se estima que el compresor comprime el aire durante sólo una tercera parte de las horas de funcionamiento, es decir, 1 600 horas al año. El compresor o está ocioso o está apagado el resto del tiempo. Las medidas de temperatura y los cálculos indican que 40 por ciento de la entrada de energía es retirada del compresor como calor en el postenfriador. El COP de la unidad de refrigeración es de 3.5 años, y el costo de electricidad es $0.06/kWh. Determine las cantidades ahorradas por año de energía y dinero como resultado de enfriar el aire comprimido antes de que entre en la secadora de refrigeración.

7-157 El motor de un compresor de 1 800 rpm y 150 hp se quemó y será remplazado ya sea por uno normal que tiene una eficiencia de carga completa de 93.0 por ciento y cuesta $9 031, o por otro de alta eficiencia que tiene una eficiencia de 96.2 por ciento y cuesta $10 942. El compresor opera 4 368 h/año a carga completa, y su operación a carga parcial es insignificante. Si

el costo de la electricidad es de $0.075/kWh, determine las cantidades de energía y dinero que esta instalación ahorrará comprando el motor de alta eficiencia en lugar del estándar. También, determine si los ahorros producidos por el motor de alta eficiencia justifica la disparidad de precio, tomando en cuenta que su vida útil será de 10 años. Ignore cualquier posible descuento por parte del proveedor de energía local.

7-158 El calentamiento de un espacio en una instalación se lleva a cabo mediante calentadores de gas natural que tienen una eficiencia de 80 por ciento. Las necesidades de aire comprimido de la instalación son suministradas por un compresor grande enfriado por líquido. El refrigerante de este compresor se enfría por el aire en un intercambiador de calor del líquido hacia el aire cuya sección de flujo es 1.0 m de alto y 1.0 m de ancho. Durante la operación común, el aire es calentado de 20 a 52°C cuando fluye a través del intercambiador de calor. La velocidad media del aire en el lado de la succión es de 3 m/s. El compresor opera 20 horas por día y 5 días por semana durante el año. Considerando que la etapa de calefacción es de 6 meses (26 semanas) y el costo del gas natural es de $1.00/therm (1 therm = 100 000 Btu = 105 500 kJ), determine cuánto dinero se ahorrará desviando el calor desperdiciado del compresor hacia la instalación durante la temporada de calefacción.

7-159 Los compresores de una instalación de producción mantienen las líneas de aire comprimido a una presión manométrica de 850 kPa a una altitud de 1 400 m, donde la presión atmosférica es de 85.6 kPa. La temperatura media del aire es 15°C en la succión del compresor y 25°C en las líneas de aire comprimido. La instalación opera 4 200 h/año y el precio medio de la electricidad es $0.07/kWh. Si se considera que la eficiencia del compresor es 0.8, la del motor 0.93 y que el coeficiente de descarga es 0.65, determine la energía y el dinero ahorrados por año sellando una fuga equivalente a un orificio de 5 mm de diámetro en la línea de aire comprimido.

Problemas de repaso

7-160 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene vapor que experimenta un ciclo termodinámico reversible. Inicialmente el vapor está a 400 kPa y 350°C con un volumen de 0.3 m^3, pero después se expande isotérmicamente a 150 kPa, para posteriormente comprimirse adiabáticamente a la presión inicial; finalmente se comprime a presión constante al estado inicial. Determine el trabajo neto y la transferencia de calor durante el ciclo después de calcular el trabajo y la interacción de calor para cada proceso.

7-161 Determine la entrada de trabajo y la generación de entropía durante la compresión de vapor de agua 100 kPa a 1 MPa en *a*) una bomba adiabática y *b*) un compresor adiabático si el estado de entrada es el líquido saturado en la bomba y vapor saturado en el compresor, y la eficiencia isentrópica es 85 por ciento para ambos dispositivos.

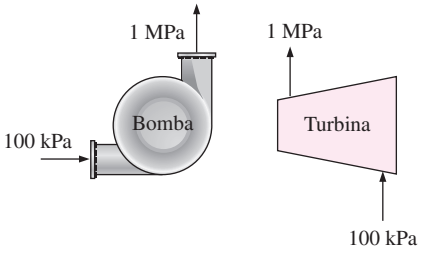


FIGURA P7-161

7-162 Un recipiente rígido contiene 1.5 kg de agua a 120°C y 500 kPa. Después se efectúan 22 kJ de trabajo de salida en el sistema y la temperatura final en el recipiente es 95°C. Si el cambio de entropía del agua es cero y los alrededores están a 15°C, determine: *a*) la presión final en el recipiente, *b*) la cantidad de transferencia de calor entre el recipiente y los alrededores y *c*) la generación de entropía durante este proceso. *Respuestas: a*) 84.6 kPa, *b*) 38.5 kJ, *c*) 0.134 kJ/K

7-163 Un cilindro horizontal está separado en dos compartimientos por un émbolo adiabático, sin fricción. Un lado contiene 0.2 m^3 de nitrógeno y el otro 0.1 kg de helio, ambos inicialmente a 20°C y 95 kPa. Posteriormente, los lados del cilindro y el helio son aislados. Después se agrega calor al del nitrógeno de un depósito que se halla a 500°C hasta que la presión del helio sube a 120 kPa. Determine *a*) la temperatura final del helio, *b*) el volumen final del nitrógeno, *c*) el calor transferido al nitrógeno y *d*) la generación de entropía durante este proceso.

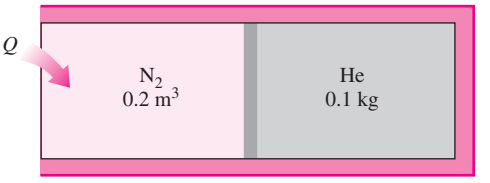


FIGURA P7-163

7-164 Un recipiente rígido de 0.8 m^3 contiene gas dióxido de carbono (CO_2) a 250 K y 100 kPa. Un calentador de resistencia eléctrica de 500 W colocado en el recipiente es girado y se mantiene 40 minutos, después de lo cual se mide la presión del CO_2 como 175 kPa. Suponiendo que los alrededores están a 300 K y asumiendo calores específicos constantes, determine: *a*) la temperatura del CO_2, *b*) la cantidad neta de transferencia de calor del recipiente y *c*) la generación de entropía durante este proceso.

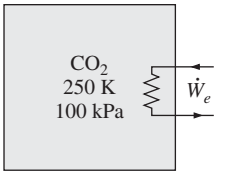


FIGURA P7-164

7-165 Se estrangula gas helio en forma estable de 500 kPa y 70°C. El helio pierde 2.5 kJ/kg de calor hacia los alrededores a 25°C y 100 kPa. Si la entropía del helio aumenta 0.25 kJ/kg · K en la válvula, determine: *a*) la presión y la temperatura de

salida y *b*) la generación de entropía durante este proceso. *Respuestas: a*) 442 kPa, 69.5°C, *b*) 0.258 kJ/kg · K

7-166 En un compresor entra refrigerante 134a en forma de vapor saturado a 200 kPa a una tasa de 0.03 m^3/s, y sale a 700 kPa. La potencia de entrada al compresor es 10 kW. Si los alrededores a 20°C experimentan un incremento de entropía de 0.008 kW/K, determine: *a*) la tasa de pérdida de calor del compresor, *b*) la temperatura de salida del refrigerante y *c*) la tasa de generación de entropía.

7-167 En una tobera adiabática entra aire a 500 kPa y 400 K a una velocidad de 30 m/s, y sale a 300 kPa y 350 K. Utilizando calores específicos variables, determine: *a*) la eficiencia

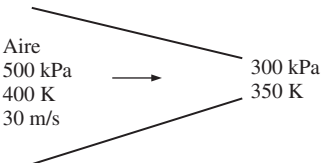


FIGURA P7-167

isentrópica, *b*) la velocidad de salida y *c*) la generación de entropía.

7-168 Demuestre que la diferencia entre el trabajo de flujo estable reversible y el trabajo de frontera móvil reversible es igual a la energía de flujo.

7-169 Un recipiente aislado que contiene 0.4 m^3 de vapor saturado a 500 kPa se conecta a un dispositivo aislado de cilindro-émbolo, inicialmente vacío. La masa del émbolo es tal que se requiere una presión de 150 kPa para levantarlo. Después la válvula se abre ligeramente y parte del vapor fluye al cilindro, levantando el émbolo. Este proceso continúa hasta que la presión en el recipiente cae a 150 kPa. Si se supone que el vapor que permanece en el recipiente ha sido sometido a un

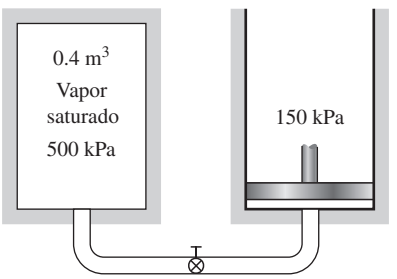


FIGURA P7-169

proceso adiabático reversible, determine la temperatura final: *a*) en el recipiente rígido y *b*) en el cilindro.

7-170 Una tonelada de agua líquida a 80°C se introduce en una habitación perfectamente aislada y sellada de 4 × 5 × 7 m que inicialmente está a 22°C y 100 kPa. Considerando calores específicos constantes para el aire y el agua a temperatura ambiente, determine: *a*) la temperatura de equilibrio final en el cuarto y *b*) el cambio de entropía total durante este proceso, en kJ/K.

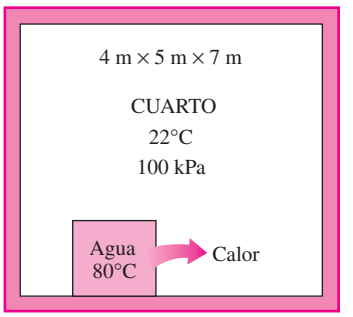


FIGURA P7-170

7-171E Inicialmente un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 15 $pies^3$ de gas helio a 25 psia y 70°F. El helio se comprime después en un proceso politrópico (PV^n = constante) a 70 psia y 300°F. Determine: *a*) el cambio de entropía del helio, *b*) el cambio de entropía de los alrededores y *c*) si este proceso es reversible, irreversible, o imposible. Suponga que los alrededores están a 70°F. *Respuestas: a*) −0.016 Btu/R, *b*) 0.019 Btu/R, *c*) irreversible

7-172 Se comprime aire de manera estable por medio de un compresor desde 100 kPa y 17°C hasta 700 kPa, a una tasa de 5 kg/min. Determine la potencia de entrada mínima requerida si el proceso es: *a*) adiabático y *b*) isotérmico. Suponga que el aire es un gas ideal con calores específicos variables, y no tome en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial. *Respuestas: a*) 18.0 kW, *b*) 13.5 kW

7-173 En un compresor de dos etapas entra aire a 100 kPa y 27°C y se comprime a 900 kPa. La razón de presión por cada etapa es la misma, y el aire se enfría a la temperatura inicial entre las dos etapas. Suponiendo que el proceso de compresión es isentrópico, determine la potencia de entrada en el dispositivo para un flujo másico de 0.02 kg/s. ¿Cuál sería su respuesta si sólo se usara una etapa de compresión?
Respuesta: 4.44 kW, 5.26 kWF

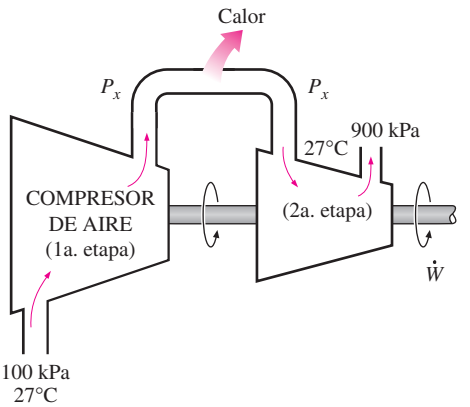


FIGURA P7-173

7-174 Considere un compresor isentrópico de tres etapas con dos interenfriadores que enfrían el gas a la temperatura inicial entre las etapas. Determine las dos presiones intermedias (P_x y P_y) en términos de las presiones de entrada y de salida (P_1 y P_2) que minimizarían la entrada de trabajo en el compresor. *Respuestas:* $P_x = (P_1^2 P_2)^{1/3}$, $P_y = (P_1 P_2^2)^{1/3}$

7-175 En una turbina adiabática de dos etapas entra vapor a 6 MPa y 500°C a una tasa de 15 kg/s. Se extrae, para darle otro uso, 10 por ciento del vapor al final de la primera etapa a una presión de 1.2 MPa, mientras el resto se expande adicionalmente en la segunda etapa y sale de la turbina a 20 kPa. Determine la potencia de salida de la turbina, suponiendo que: *a*) el proceso es reversible y *b*) la turbina tiene una eficiencia isentrópica de 88 por ciento. *Respuestas: a)* 16 291 kW, *b)* 14 336 kW

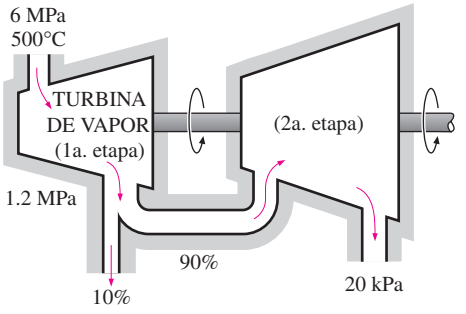


FIGURA P7-175

7-176 En una turbina adiabática de dos etapas entra vapor a 8 MPa y 550°C. En la primera se expande el vapor a una presión de 2 MPa, para después recalentarlo a una presión constante de 550°C antes de que se expanda en una segunda a una presión de 200 kPa. La potencia de salida de la turbina es 80 MW. Si se considera una eficiencia isentrópica de 84 por ciento por cada etapa de la turbina, determine el flujo másico de vapor requerido. También, muestre el proceso sobre un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación.
Respuesta: 85.8 kg/s

7-177 Se comprime refrigerante 134a a 140 kPa y −10°C mediante un compresor adiabático de 0.7 kW a un estado de salida de 700 kPa y 50°C. Sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, determine: *a*) la eficiencia isentrópica del compresor, *b*) el flujo volumétrico del refrigerante a la entrada del compresor, en L/min y *c*) la tasa de flujo de volumen máxima en las condiciones de entrada que este compresor adiabático de 0.7 kW puede manejar sin violar la segunda ley.

7-178E En una tobera entra a baja velocidad gas helio cuya eficiencia isentrópica es de 94 por ciento, y sale a 14 psia, 180°F y 1 000 pies/s. Determine la presión y la temperatura a la entrada del dispositivo.

7-179 Un compresor de aire adiabático será impulsado por una turbina de vapor adiabática acoplada directamente, la cual acciona un generador. El vapor entra en la turbina a 12.5 MPa y 500°C a una tasa de 25 kg/s y sale a 10 kPa con una calidad de 0.92. El aire entra en el compresor a 98 kPa y 295 K a una tasa de 10 kg/s y sale a 1 MPa y 620 K. Determine: *a*) la potencia neta entregada por la turbina al generador y *b*) la tasa de generación de entropía dentro de la turbina y el compresor durante este proceso.

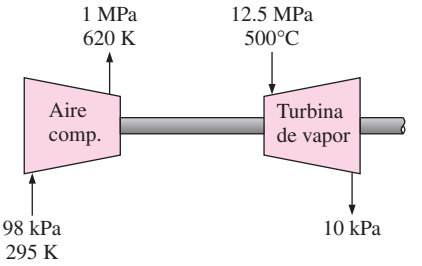


FIGURA P7-179

7-180 Retome el problema 7-179 y utilice el software EES (u otro) para determinar las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina, así como para analizar cómo afectan tanto la variación de la eficiencia del compresor en el rango entre 0.6 y 0.8 como la de la turbina en el rango entre 0.7 y 0.95 al trabajo neto durante el ciclo y a la entropía generada en el proceso. Grafique el trabajo neto como una función de la eficiencia del compresor para las eficiencias de la turbina de 0.7, 0.8 y 0.9. Explique sus resultados.

7-181 Se tienen dos cuerpos con idéntica masa m y calor específico c que se usan como depósitos térmicos (fuente y sumidero) de una máquina térmica. El primer cuerpo está a una temperatura absoluta inicial T_1, mientras el segundo a una temperatura absoluta menor T_2. El calor se transfiere del primer cuerpo a la máquina térmica, la cual entrega el calor de desecho al segundo cuerpo. El proceso continúa hasta que las temperaturas finales de ambos cuerpos T_f se vuelven iguales. Demuestre que $T_f = \sqrt{T_1 T_2}$ cuando la máquina térmica produce el máximo trabajo posible.

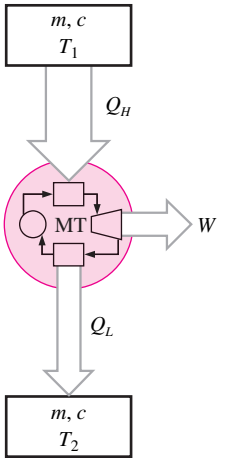


FIGURA P7-181

7-182 En 1982, la explosión de un recipiente de agua caliente en una escuela en Spencer, Oklahoma, mató a 7 personas y lesionó otras 33. Aunque el número de tales explosiones ha disminuido dramáticamente desde el desarrollo del Código ASME para recipientes a presión que se requiere para diseñar los recipientes y que éstos resistan cuatro veces las presiones de operación normal, todavía ocurren como resultado de las fallas en las válvulas de alivio de presión y de los termostatos. Cuando se rompe un recipiente lleno con un líquido a alta presión y alta temperatura, la caída súbita de presión del líquido al nivel atmosférico provoca que parte del líquido se evapore, y por lo tanto experimente un enorme aumento en su volumen. La onda de presión resultante que se propaga rápidamente puede causar daños considerables.

Tomando en cuenta que el líquido presurizado en el recipiente alcanza posteriormente el equilibrio con sus alrededores poco después de la explosión, el trabajo que un líquido presurizado haría si se le dejara expandirse reversible y adiabáticamente puede ser observado hasta la presión de los alrededores como *la energía explosiva* del líquido presurizado. Después puede considerarse que el proceso de la explosión es adiabático sin cambios en las energías cinética y potencial debido al muy corto periodo de la explosión y la aparente calma posterior que no conlleva mezcla con el aire.

Considere un recipiente de agua caliente de 80 L que tiene una presión de trabajo de 0.5 MPa. Como resultado de algún funcionamiento defectuoso, la presión en el recipiente sube a 2 MPa, punto en el cual el recipiente explota. Tomando la presión atmosférica como 100 kPa y suponiendo que el líquido en el recipiente está saturado en el momento de la explosión, determine la energía de la explosión total del recipiente en términos equivalentes al TNT. (La energía de la explosión del TNT es aproximadamente de 3 250 kJ/kg, por lo que 5 kg de TNT pueden causar destrucción total de estructuras no reforzadas dentro de un radio de 7 m.)

Respuestas: 1.972 kg TNT

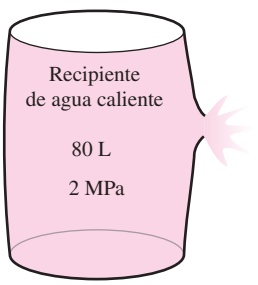


FIGURA P7-182

7-183 Use los argumentos del problema 7-182 para determinar la energía de la explosión total de una lata de bebida de 0.35 L que explota a una presión de 1.2 MPa. ¿A cuántos kg de TNT equivaldrá esta energía explosiva?

7-184 Demuestre la validez de la desigualdad de Clausius mediante una máquina térmica reversible y otra irreversible que operan entre los mismos dos depósitos de energía térmica a las temperaturas constantes de T_L y T_H.

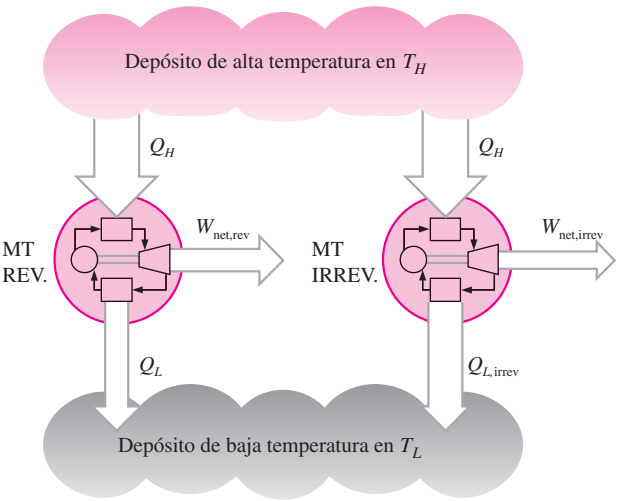


FIGURA P7-184

7-185 En invierno, las superficies interior y exterior de una ventana de vidrio de 2 × 2 m se encuentran a 10°C y 3°C, respectivamente. Si la tasa de pérdida de calor a través de la ventana es 3.2 kJ/s, determine la cantidad de pérdida de calor en kilojoules a través del vidrio, por un periodo de 5 h. También, determine la tasa de generación de entropía durante este proceso dentro del vidrio.

7-186 Dos recipientes rígidos se conectan mediante una válvula. El recipiente A se aísla y contiene 0.2 m^3 de vapor a 400 kPa y 80 por ciento de calidad. El recipiente B no está aislado y contiene 3 kg de vapor a 200 kPa y 250°C. Después se abre la válvula y el vapor fluye del recipiente A al B hasta que la presión en el A disminuye a 300 kPa. Durante este proceso, se transfieren 600 kJ de calor del recipiente B a los alrededores el cual se halla a 0°C. Si se supone que el vapor que permanece dentro del recipiente A es sometido a un proceso adiabático reversible, determine *a*) la temperatura final en cada recipiente y *b*) la entropía generada durante este proceso.

Respuestas: a) 133.5°C, 113.2°C; *b)* 0.916 kJ/K

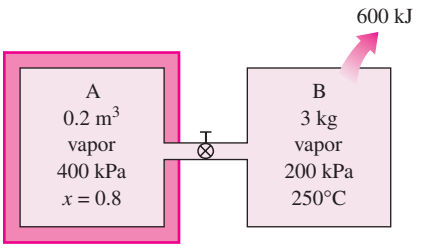


FIGURA P7-186

7-187 A través del fondo plano de una cacerola se transfiere calor en forma estable a una tasa de 500 W hacia el agua que ahí hierve. Si las temperaturas de las superficies interior y exterior del fondo del recipiente son 104°C y 105°C, respectiva-

mente, determine la tasa de generación de entropía dentro del fondo de la cacerola, en W/K.

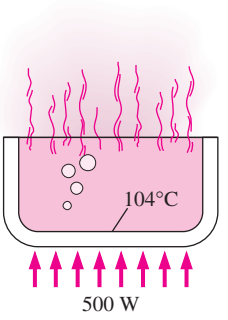


FIGURA P7-187

7-188 Un elemento calorífico que funciona con una resistencia eléctrica de 1 200 W cuyo diámetro es 0.5 cm, se sumerge inicialmente en 40 kg de agua a 20°C. Suponiendo que el recipiente de agua está bien aislado, determine cuánto tiempo le tomará a este calentador elevar la temperatura del agua a 50°C. También, determine la entropía generada durante este proceso, en kJ/K.

7-189 Una tubería de agua caliente a 80°C pierde calor a una tasa de 2 200 W hacia el aire circundante que se halla a 5°C. Determine la tasa de generación de entropía en el aire circundante, en W/K.

7-190 En las grandes centrales de energía de vapor, el agua de alimentación frecuentemente se calienta en calentadores cerrados que son básicamente intercambiadores de calor que utilizan en alguna etapa el vapor extraído de la turbina. El vapor entra en el calentador del agua de alimentación a 1 MPa y 200°C y sale como líquido saturado a la misma presión. El agua de alimentación entra en el calentador a 2.5 MPa y 50°C y sale a 10°C por debajo de la temperatura de salida del vapor. Sin tomar en cuenta cualquier pérdida de calor de la superficie exterior del calentador, determine: *a*) las tasas de flujo de masa del vapor extraído y del calentador del agua de alimentación y *b*) el cambio de entropía total para este proceso por unidad de masa del agua de alimentación.

7-191 Retome el problema 7-190 y use el software EES (u otro) para investigar el efecto del estado del vapor a la entrada del calentador del agua de alimentación. Suponga que la entropía del vapor de extracción es constante a un valor para 1 MPa, 200°C y que la presión de vapor de extracción disminuye de 1 MPa a 100 kPa. Grafique tanto la tasa de flujo de la masa del vapor extraído como la del calentador del agua de alimentación, así como el cambio de entropía total para este proceso por unidad de masa del agua de alimentación como funciones de la presión de extracción.

7-192E Un recipiente rígido de 3 pies^3 contiene refrigerante 134a inicialmente a 100 psia y 100 por ciento de calidad. El recipiente se conecta mediante una válvula a una línea de suministro que transporta el refrigerante a 140 psia y 80°F. Después se abre la válvula, permitiendo que la sustancia entre en el recipiente, y se cierra cuando se observa que el recipiente contiene sólo el líquido saturado a 120 psia. Determine: *a*) la masa del refrigerante que entró en el recipiente, *b*) la cantidad de transferencia de calor con los alrededores a 110°F y *c*) la entropía generada durante este proceso.

7-193 Durante un proceso de transferencia de calor, el cambio de entropía de sustancias incompresibles, como el agua líquida, puede determinarse de $\Delta S = mc_{\text{prom}} \ln(T_2/T_1)$. Muestre que para los depósitos de energía térmica, como los grandes lagos, esta relación se reduce a $\Delta S = Q/T$.

7-194 Los vidrios interior y exterior de una ventana de doble vidrio de 2 × 2 m están a 18 y 6°C, respectivamente. Si los vidrios son casi isotérmicos y la tasa de transferencia de calor a través de la ventana es 110 W, determine las tasas de transferencia de entropía a través de ambos lados de la ventana y la tasa de generación de entropía dentro de la ventana, en *W/K*.

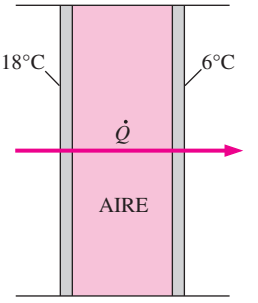


FIGURA P7-194

7-195 Inicialmente, un cuarto bien aislado de 4 × 4 × 5 m a 10°C se calienta mediante el radiador de un sistema de calefacción que funciona con vapor. El radiador tiene un volumen de 15 L y está lleno con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 200°C. En este momento las válvulas de entrada y de salida de este dispositivo están cerradas. Se utiliza un ventilador de 120 W para distribuir el aire en el cuarto. Se observa que la presión del vapor se reduce a 100 kPa después de 30 min como resultado de la transferencia de calor al cuarto. Suponiendo calores específicos constantes para el aire a la temperatura del cuarto, determine: *a*) la temperatura media de aire en 30 minutos, *b*) el cambio de entropía del vapor, *c*) el cambio de entropía del aire en el cuarto y *d*) la entropía generada durante este proceso, en kJ/K. Suponga que la presión del aire en el cuarto permanece constante en todo momento a 100 kPa.

7-196 Una casa solar pasiva libera calor hacia los alrededores a 3°C a una tasa media de 50 000 kJ/h y se mantiene constante en todo momento a 22°C durante las 10 h de una noche invernal. La casa será calentada por 50 recipientes de vidrio, cada uno con 20 L de agua que se calienta a 80°C mediante la absorción de energía solar durante el día. Un calentador de resistencia eléctrica de respaldo de 15 kW, controlado por termostato, se enciende cada vez que es necesario para mantener la casa a 22°C. Determine cuánto tiempo el sistema de calefacción eléctrica debe estar encendido y la cantidad de entropía generada durante la noche.

7-197E Un recipiente de acero de 15 pies^3 que tiene una masa de 75 lbm cuando está vacío se llena con agua líquida.

Al principio, el recipiente de acero y el agua están a 120°F, pero después se transfiere el calor, y el sistema entero se enfría a la temperatura del aire circundante de 70°F. Determine la entropía total generada durante este proceso.

7-198 Entra aire en la sección del evaporador de un acondicionador de aire tipo ventana a 100 kPa y 27°C con un flujo volumétrico de 6 m^3/min. El refrigerante 134a a 120 kPa con una calidad de 0.3 entra en el evaporador a una tasa de 2 kg/min y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine la temperatura de salida del aire y la tasa de generación de entropía para este proceso, suponiendo *a*) que están aisladas las superficies exteriores del acondicionador de aire y *b*) que el calor se transfiere al evaporador del acondicionador desde el medio circundante a 32°C a una tasa de 30 kJ/min.. *Respuestas: a*) −15.9°C, 0.00193 kW/K, *b*) −11.6°C, 0.00223 kW/K

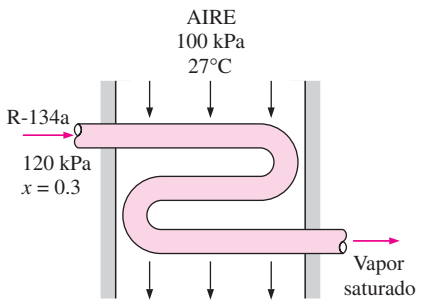


FIGURA P7-198

7-199 Un cuarto bien sellado de 4 × 5 × 7 m será calentado por medio de 1 500 kg de agua líquida contenida en un recipiente que se coloca en el cuarto. El cuarto libera calor hacia el aire externo a 5°C a una tasa promedio de 10 000 kJ/h. El cuarto está inicialmente a 20°C y 100 kPa y se mantiene en todo momento a la temperatura de 20°C. Si el agua caliente debe cumplir los requerimientos de calefacción de este cuarto durante un periodo de 24 h, determine: *a*) la temperatura mínima del agua al principio, cuando se deja en el cuarto y *b*) la entropía generada durante un periodo de 24 h. Suponga calores específicos constantes para el aire y el agua a la temperatura ambiente.

7-200 Considere un cilindro rígido horizontal bien aislado que está dividido en dos compartimientos por medio de un émbolo que tiene libertad de movimiento pero no permite que el gas se fugue hacia el otro lado. Inicialmente, un lado del émbolo contiene 1 m^3 de gas N_2 a 500 kPa y 80°C, mientras el otro lado contiene 1 m^3 de gas He a 500 kPa y 25°C. Después se establece el equilibrio térmico en el cilindro como resultado de la transferencia de calor a través del émbolo. Utilizando calores específicos constantes a la temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura de equilibrio final en el cilindro y *b*) la generación de entropía durante este proceso. ¿Cuál es su respuesta si el émbolo no tuviera libertad de movimiento?

7-201 Reconsidere el problema 7-200 y use el software EES (u otro) para comparar los resultados para calores específicos constantes con aquellos obtenidos usando calores específicos variables incorporados en las funciones de EES.

7-202 Repita el problema 7-200 y suponga que el émbolo está hecho de 5 kg de cobre y que los gases en ambos lados están a temperatura media.

7-203 Un recipiente rígido aislado de 5 m^3 contiene aire a 500 kPa y 57°C. Después se abre una válvula conectada al recipiente y se deja escapar el aire hasta que la presión en el interior desciende a 200 kPa. La temperatura del aire durante este proceso se mantiene constante por un calentador de resistencia eléctrica colocado en el recipiente. Determine: *a*) la energía eléctrica proporcionada durante este proceso y *b*) el cambio de entropía total.
Respuestas: a) 1501 kJ, *b*) 4.40 kJ/K

7-204 Para enfriar 1 tonelada de agua a 20°C en un recipiente aislado, una persona vierte 80 kg de hielo a −5°C en el agua. Determine *a*) la temperatura final de equilibrio en el recipiente y *b*) la generación de entropía durante este proceso. La temperatura y el calor de fusión del hielo a la presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg, respectivamente.

7-205 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.02 m^3 de mezcla de líquido y vapor saturado de agua con una calidad de 0.1 a 100°C. Posteriormente, algo de hielo a −18°C se deja caer en el cilindro. Si éste contiene líquido saturado a 100°C cuando el equilibrio térmico se establece, determine: *a*) la cantidad de hielo agregado y *b*) la generación de entropía durante este proceso. La temperatura de fundición y el calor de fusión del hielo a la presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg.

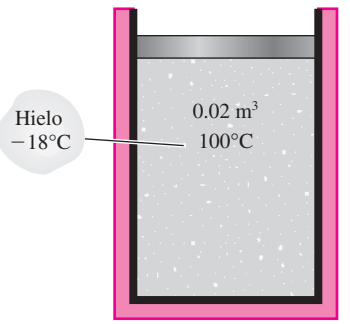


FIGURA P7-205

7-206 Se tiene una botella rígida y vacía de 5 L rodeada por la atmósfera a 100 kPa y 17°C. Después se abre una válvula colocada en el cuello de la botella y el aire atmosférico se deja fluir en la botella. El aire entrampado en la botella alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera como resultado de la transferencia de calor a través de la pared de la botella. La válvula permanece abierta durante el proceso de manera que el aire entrampado también alcance el equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia de calor neto a través de la pared de la botella y la generación de entropía durante este proceso de llenado. *Respuestas:* 0.5 kJ, 0.0017 kJ/K

7-207 *a*) Por una regadera fluye agua en forma estable a una tasa de 10 L/min. Un calentador de resistencia eléctrica ubicado en la tubería calienta el agua de 16 a 43°C. Si se toma la

densidad del agua como 1 kg/L, determine en kW la entrada de potencia eléctrica al calentador, así como la tasa de generación de entropía durante este proceso, en kW/K.

b) Para conservar la energía, se propone pasar el agua caliente drenada a una temperatura de 39°C a través de un intercambiador de calor para precalentar el agua fría entrante. Si el intercambiador de calor tiene una eficacia de 0.50 (es decir, sólo recupera la mitad de la energía que posiblemente puede transferirse del agua drenada al agua fría entrante), determine la entrada de potencia eléctrica requerida en este caso y la reducción en la tasa de generación de entropía en la sección del calentador.

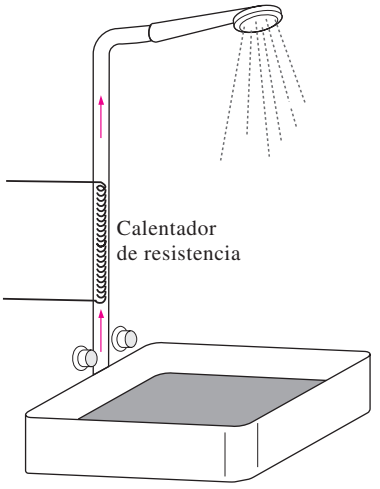


FIGURA P7-207

7-208 Utilice el software EES (u otro) para determinar la entrada de trabajo a un compresor de múltiples etapas para un conjunto dado de presiones de entrada y salida para cualquier número de etapas. Suponga que la relación de presión por cada etapa es idéntica y el proceso de compresión es politrópico. Enliste y grafique el trabajo del compresor contra el número de etapas, con valores para el aire de $P_1 = 100$ kPa, $T_1 = 17°C$, $P_2 = 800$ kPa y $n = 1.35$. Con base en esta gráfica, ¿es posible justificar el uso de compresores con más de tres etapas?

7-209 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene aire que experimenta un ciclo termodinámico reversible. Inicialmente, el aire está en 400 kPa y 300 K con un volumen de 0.3 m^3, pero posteriormente se expande isotérmicamente a 150 kPa, para después comprimirlo adiabáticamente a la presión inicial, y finalmente también comprimirlo a la presión constante en el estado inicial. Si ocurre variación de calores específicos con la temperatura, determine el trabajo y la transferencia de calor para cada proceso.

7-210 Se tiene un motor de un turbocompresor de combustión interna. Los gases del escape entran en la turbina a 450°C a una tasa de 0.02 kg/s y salen a 400°C. El aire entra en el compresor a 70°C y 95 kPa a una tasa de 0.018 kg/s y sale a 135 kPa. La eficiencia mecánica entre la turbina y el compresor es 95 por ciento (5 por ciento de trabajo de la turbina se pierde durante su transmisión al compresor). Utilice las propiedades del aire para los gases del escape y determine: *a*) la temperatura del aire a la salida del compresor y *b*) la eficiencia isentrópica del compresor. *Respuestas: a*) 126.1°C, *b*) 0.642

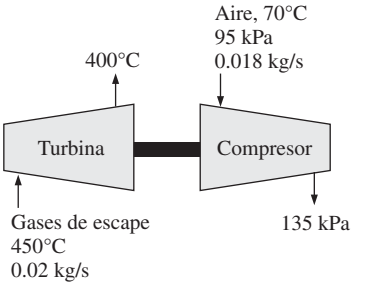


FIGURA P7-210

7-211 Un compresor comprime aire en forma estable desde 100 kPa y 20°C hasta 1 200 kPa y 300°C, a una tasa de 0.4 kg/s. El compresor se enfría intencionalmente utilizando aletas en su superficie de manera que éste pierde calor a una tasa de 15 kW hacia los alrededores que se hallan a 20°C. Use calores específicos constantes a temperatura ambiente y determine *a*) la potencia de entrada al compresor, *b*) la eficiencia isotérmica y *c*) la generación de entropía durante este proceso.

7-212 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo de 0.25 m^3 contiene inicialmente 0.7 kg de aire a 20°C. En este estado, el émbolo tiene libre movimiento. Después se deja entrar aire en el cilindro a 500 kPa y 70°C proveniente de una línea de suministro hasta que el volumen aumenta 50 por ciento. Utilice calores específicos constantes a temperatura ambiente y determine *a*) la temperatura final, *b*) la cantidad de masa que ha entrado, *c*) el trabajo realizado y *d*) la generación de entropía.

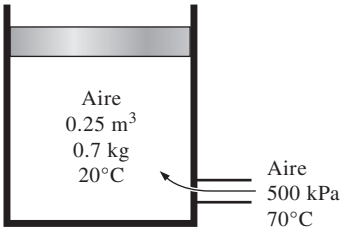


FIGURA P7-212

7-213 Cuando el transporte de gas natural en una tubería no es factible por razones económicas, se usan primero las técnicas de refrigeración no convencionales para lo cual el gas se licua y después se transporta en recipientes excelentemente aislados. En una central de licuefacción, el gas natural licuado (GNL) entra en una turbina criogénica a 40 bar y −160°C a una tasa de 55 kg/s y sale a 3 bar. Si la turbina produce

350 kW de potencia, determine la eficiencia de este dispositivo. Tome la densidad del GNL como 423.8 kg/m^3.
Respuestas: 72.9 por ciento

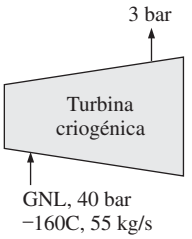


FIGURA P7-213

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

7-214 Se condensa vapor a una temperatura constante de 30°C cuando fluye a través del condensador de una central de potencia mediante rechazo de calor a una tasa de 55 MW. La tasa de cambio de entropía de vapor cuando fluye a través del condensador es

a) −1.83 MW/K *b*) −0.18 MW/K *c*) 0 MW/K
d) 0.56 MW/K *e*) 1.22 MW/K

7-215 Se comprime vapor, isentrópicamente, de 6 MPa y 300°C a 10 MPa. La temperatura final del vapor es

a) 290°C *b*) 300°C *c*) 311°C
d) 371°C *e*) 422°C

7-216 Una manzana con una masa media de 0.15 kg y calor específico promedio de 3.65 kJ/kg · °C, se enfría de 20°C a 5°C. El cambio de entropía de la manzana es

a) −0.0288 kJ/K *b*) −0.192 kJ/K *c*) −0.526 kJ/K
d) 0 kJ/K *e*) 0.657 kJ/K

7-217 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de vapor de agua saturada a 3 MPa. Posteriormente, el calor se rechaza por completo del cilindro a la presión constante hasta que el vapor de agua se condensa por completo de tal manera que al final del proceso el cilindro contiene líquido saturado a 3 MPa. El cambio de entropía del sistema durante este proceso es

a) 0 kJ/K *b*) −3.5 kJ/K *c*) −12.5 kJ/K
d) −17.7 kJ/K *e*) −19.5 kJ/K

7-218 Se comprime adiabáticamente gas helio de 1 atm y 25°C a una presión de 10 atm. La temperatura más baja del helio después de la compresión es

a) 25°C *b*) 63°C *c*) 250°C
d) 384°C *e*) 476°C

7-219 En una turbina adiabática se expande vapor de 8 MPa y 500°C a 0.1 MPa, a una tasa de 3 kg/s. Si el vapor sale de la turbina como vapor saturado, la potencia de salida de la turbina es

a) 2 174 kW *b*) 698 kW *c*) 2 881 kW
d) 1 674 kW *e*) 3 240 kW

7-220 En una turbina adiabática se expande gas argón de 3 MPa y 750°C a 0.2 MPa, a una tasa de 5 kg/s. La potencia máxima de salida de la turbina es

a) 1.06 MW *b*) 1.29 MW *c*) 1.43 MW
d) 1.76 MW *e*) 2.08 MW

7-221 La unidad de masa de una sustancia experimenta un proceso irreversible desde el estado 1 hasta el 2 mientras gana calor de los alrededores a la temperatura T en la cantidad de q. Si la entropía de la sustancia es s_1 en el estado 1, y s_2 en el 2, el cambio de entropía de la sustancia ΔS durante este proceso es

a) $\Delta s < s_2 - s_1$ *b*) $\Delta s > s_2 - s_1$
c) $\Delta s = s_2 - s_1$ *d*) $\Delta s = s_2 - s_1 + q/T$
e) $\Delta s > s_2 - s_1 + q/T$

7-222 La unidad de masa de un gas ideal a temperatura T experimenta un proceso isotérmico reversible desde la presión P_1 hasta la presión P_2 mientras pierde calor hacia los alrededores a temperatura T en cantidad q. Si la constante de gas ideal de este gas es R, el cambio de entropía del gas Δs durante este proceso es

a) $\Delta s = R \ln(P_2/P_1)$ *b*) $\Delta s = R \ln(P_2/P_1) - q/T$
c) $\Delta s = R \ln(P_1/P_2)$ *d*) $\Delta s = R \ln(P_1/P_2) - q/T$
e) $\Delta s = 0$

7-223 Dos compresores comprimen aire que está en condiciones ambientales a una presión especificada, de una manera reversible. Uno de los dispositivos es isotérmico y el otro adiabático. Si el cambio de entropía del aire Δs_{isot} durante la compresión isotérmica reversible, y Δs_{adia} durante la compresión adiabática reversible, el enunciado correcto con respecto al cambio de entropía del aire por unidad de masa es

a) $\Delta s_{isot} = \Delta s_{adia} = 0$ *b*) $\Delta s_{isot} = \Delta s_{adia} > 0$ *c*) $\Delta s_{adia} > 0$
d) $\Delta s_{isot} < 0$ *e*) $\Delta s_{isot} = 0$

7-224 Se comprime gas helio de 15°C y 5.40 m^3/kg a 0.775 m^3/kg de una manera reversible y adiabática. La temperatura del helio después de la compresión es

a) 105°C *b*) 55°C *c*) 1734°C
d) 1 051°C *e*) 778°C

7-225 Se pierde calor en forma estable a través de un muro plano a una tasa de 600 W. Si las temperaturas de la superficie interior y exterior del muro son 20 y 5°C, respectivamente, la tasa de generación de entropía dentro del muro es

a) 0.11 W/K *b*) 4.21 W/K *c*) 2.10 W/K
d) 42.1 W/K *e*) 90.0 W/K

7-226 Se comprime aire en forma estable y adiabáticamente desde 17°C y 90 kPa hasta 200°C y 400 kPa. Suponiendo calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente, la eficiencia isentrópica del compresor es

a) 0.76 *b*) 0.94 *c*) 0.86
d) 0.84 *e*) 1.00

7-227 Se expande gas argón en forma estable en una turbina adiabática de 500°C y 800 kPa a 80 kPa, a una tasa de 2.5 kg/s. Para una eficiencia isentrópica de 80 por ciento, la potencia producida por la turbina es

a) 194 kW *b*) 291 kW *c*) 484 kW
d) 363 kW *e*) 605 kW

7-228 En una bomba entra agua de manera estable a 100 kPa a una tasa de 35 L/s, y sale a 800 kPa. Las velocidades de flujo son las mismas tanto en la entrada como en la salida, pero la salida de la bomba —donde se mide la presión de descarga— es de 6.1 m sobre la sección de succión. La entrada de potencia mínima a la bomba es

a) 34 kW *b*) 22 kW *c*) 27 kW
d) 52 kW *e*) 44 kW

7-229 Se comprime aire a 15°C de forma estable e isotérmica desde 100 kPa hasta 700 kPa, a una tasa de 0.12 kg/s. La potencia mínima de entrada al compresor es

a) 1.0 kW *b*) 11.2 kW *c*) 25.8 kW
d) 19.3 kW *e*) 161 kW

7-230 Un compresor de dos etapas comprime aire de forma estable e isentrópica de 1 atm a 25 atm. Para minimizar el trabajo de compresión total, la presión intermedia entre las dos etapas debe ser

a) 3 atm *b*) 5 atm *c*) 8 atm
d) 10 atm *e*) 13 atm

7-231 En una tobera adiabática entra con baja velocidad gas helio estable a 500°C y 600 kPa, y sale a una presión de 90 kPa. La velocidad más alta posible del gas de helio a la salida de la tobera es

a) 1 475 m/s *b*) 1 662 m/s *c*) 1 839 m/s
d) 2 066 m/s *e*) 3 040 m/s

7-232 En una tobera adiabática estable entran a baja velocidad gases de combustión con una razón de calor específico de 1.3, a 800°C y 800 kPa, y salen a una presión de 85 kPa. La temperatura más baja posible de gases de combustión a la salida de la boquilla es

a) 43°C *b*) 237°C *c*) 367°C
d) 477°C *e*) 640°C

7-233 En una turbina adiabática entra vapor estable a 400°C y 3 MPa, y sale a 50 kPa. El porcentaje más alto posible de masa de vapor que se condensa a la salida del dispositivo y que sale de éste como un líquido es

a) 5% *b*) 10% *c*) 15%
d) 20% *e*) 0%

7-234 En un sistema adiabático de tubería entra agua líquida a 15°C a una tasa de 8 kg/s. Si la temperatura del agua sube por 0.2°C durante el flujo debido a la fricción, la proporción de generación de entropía en la tubería es

a) 23 W/K *b*) 55 W/K *c*) 68 W/K
d) 220 W/K *e*) 443 W/K

7-235 Una bomba cuya eficiencia isentrópica es 75 por ciento comprime agua líquida de 0.2 MPa a 5 MPa a una tasa de 0.15 m^3/min. La potencia de entrada requerida para esta bomba es

a) 4.8 kW *b*) 6.4 kW *c*) 9.0 kW
d) 16.0 kW *e*) 12 kW

7-236 En una turbina adiabática entra vapor a 8 MPa y 500°C a una tasa de 18 kg/s, y sale a 0.2 MPa y 300°C. La tasa de generación de entropía en la turbina es

a) 0 kW/K *b*) 7.2 kW/K *c*) 21 kW/K
d) 15 kW/K *e*) 17 kW/K

7-237 Un compresor adiabático comprime gas helio estable desde 90 kPa y 25°C hasta 600 kPa, a una tasa de 2 kg/min. Si el compresor consume 70 kW de potencia al operar, la eficiencia isentrópica de este dispositivo es

a) 56.7% *b*) 83.7% *c*) 75.4%
d) 92.1% *e*) 100.0%

Problemas de diseño y ensayo

7-238 Se sabe bien que la temperatura de un gas aumenta mientras es comprimido como resultado de la entrada de energía en forma de trabajo de compresión. A altas relaciones de compresión, la temperatura del aire puede ocasionar el aumento de la temperatura de autoignición de algunos hidrocarburos, incluyendo algunos aceites lubricantes. Por consiguiente, la presencia de algún vapor de aceite lubricante en aire a presión elevada aumenta la posibilidad de una explosión, con riesgo de fuego. La concentración del aceite dentro del compresor es normalmente demasiado baja para crear un peligro real, sin embargo, el aceite que se colecta en las paredes internas de la tubería de escape del compresor puede causar una explosión. Tales explosiones han sido eliminadas considerablemente con el uso de aceites lubricantes adecuados, con un adecuado y cuidadoso diseño del equipo, con interenfriamiento entre las etapas del compresor, y manteniendo el sistema limpio.

Un compresor será diseñado para una aplicación industrial en Los Angeles. Si la temperatura de salida del dispositivo no debe exceder los 250°C por cuestiones de seguridad, determine la máxima relación de compresión permitida que sea segura para todas las condiciones posibles climáticas de esa ciudad.

7-239 Identifique las principales fuentes de generación de entropía en su casa y proponga maneras de reducirlas.

7-240 Obtenga la siguiente información sobre una central de energía que se halle más cerca de su ciudad: la salida de potencia neta; el tipo y cantidad de combustible; la potencia consumida por bombas, ventiladores y otros equipos auxiliares; las emisiones de gas por chimenea; las temperaturas en varias zonas cercanas, y la relación de rechazo de calor en el condensador. Usando éstos y otros datos pertinentes, determine la tasa de generación de entropía en esa central de energía.

7-241 Los compresores impulsados por motores de gas natural son cada vez más usados. Algunas instalaciones industriales importantes ya han remplazado los motores eléctricos que impulsan sus compresores por otros que funcionan con gas para reducir sus costos de energía, ya que el gas natural es mucho más barato que la electricidad. Considere una instalación que tiene un compresor de 130 kW que opera 4 400 h/año a un factor promedio de carga de 0.6. Si se hacen suposiciones razonables y con el uso de los costos unitarios tanto de gas natural como de electricidad en su localidad, determine los ahorros potenciales de costos por año si se cambia a motores impulsados con gas.

Capítulo 8

EXERGÍA: UNA MEDIDA DEL TRABAJO POTENCIAL

El creciente conocimiento acerca de que los recursos energéticos mundiales son limitados ha provocado que muchos países reexaminen sus políticas de energía y tomen medidas drásticas para evitar el desperdicio. También ha desatado el interés en la comunidad científica para considerar más de cerca a los dispositivos de conversión de energía y desarrollar nuevas técnicas que permitan utilizar bien los limitados recursos existentes. La primera ley de la termodinámica trata sobre la *cantidad* de energía y afirma que ésta no puede crearse ni destruirse. Esta ley sirve meramente como una herramienta necesaria para contabilizar la energía durante un proceso y no ofrece desafíos al ingeniero. Sin embargo, la segunda ley tiene que ver con la *calidad* de la energía: más específicamente, se ocupa de la degradación de la energía durante un proceso, de la generación de entropía y de la pérdida de oportunidades para efectuar trabajo, además de ofrecer el margen suficiente para la mejora.

La segunda ley de la termodinámica ha demostrado ser una herramienta muy poderosa en la optimización de sistemas termodinámicos complejos. En este capítulo, se examina el desempeño de dispositivos técnicos a la luz de la segunda ley. Se inicia con la introducción de *exergía* (también llamada *disponibilidad*) que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema en un estado y un ambiente especificados; y se continúa con el *trabajo reversible* que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse cuando un sistema experimenta un proceso entre dos estados especificados. Luego se expone la *irreversibilidad* (también llamada *destrucción de exergía* o *trabajo perdido*) que es el trabajo potencial desperdiciado durante un proceso como resultado de irreversibilidades, y se define una *eficiencia de la segunda ley*. Por último se desarrolla una relación de balance de exergía aplicada a los sistemas cerrados y volúmenes del control.

Objetivos

En el capítulo 8, los objetivos son:

- Examinar el desempeño de los dispositivos de la ingeniería a la luz de la segunda ley de la termodinámica.
- Definir la *exergía*, que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema en un estado y un ambiente especificados.
- Definir *trabajo reversible*, que es el trabajo útil máximo que puede obtenerse cuando un sistema experimenta un proceso entre dos estados especificados.
- Definir destrucción de exergía, que es el trabajo potencial desperdiciado durante un proceso como resultado de irreversibilidades.
- Definir la *eficiencia de la segunda ley*.
- Desarrollar la relación de balance de exergía.
- Aplicar el balance de exergía a los sistemas cerrados y volúmenes del control.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 8, SECC. 1, EN EL DVD.

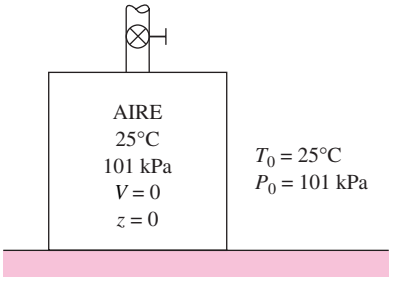


FIGURA 8-1

Un sistema que está en equilibrio con sus alrededores se dice que está en el estado muerto.

FIGURA 8-2

En el estado muerto, el potencial de trabajo útil (exergía) de un sistema es cero.

© Reimpreso con el permiso especial del King Features Syndicate.

8-1 ▪ EXERGÍA: POTENCIAL DE TRABAJO DE LA ENERGÍA

Cuando se descubre una nueva fuente de energía, como un pozo geotérmico, lo primero que hacen los exploradores es estimar la cantidad de energía contenida en la fuente. Sin embargo, esta sola información sirve de poco para decidir si se construye una central eléctrica en ese sitio. Lo que realmente se necesita saber es el *potencial de trabajo* de la fuente, es decir, la cantidad de energía que podemos extraer como trabajo útil. El resto de la energía es finalmente descartada como energía de desecho y no debe ser considerada. Por lo tanto, es deseable tener una propiedad que permita determinar el potencial de trabajo útil de una cantidad dada de energía en algún estado especificado. Esta propiedad es la *exergía*, que también se denomina *disponibilidad* o *energía disponible*.

El potencial de trabajo de la energía contenida en un sistema en un estado especificado es simplemente el trabajo útil máximo que puede obtenerse del sistema. Recordemos que el trabajo realizado durante un proceso depende de los estados inicial y final y de la trayectoria del proceso. Es decir,

$$\text{Trabajo} = f(\text{estado inicial, trayectoria del proceso, estado final})$$

En un análisis de exergía se especifica el *estado inicial*, por lo tanto no es una variable. La salida de trabajo se maximiza cuando el proceso entre dos estados especificados se ejecuta de una *manera reversible*, como se explicó en el capítulo 7. Por consiguiente, una vez determinado el trabajo potencial todas las irreversibilidades son insignificantes. Por último, el sistema debe estar en el *estado muerto* al final del proceso para maximizar la salida de trabajo.

Se afirma que un sistema está en el **estado muerto** cuando se encuentra en equilibrio termodinámico con el ambiente (Fig. 8-1). En este estado, un sistema está a la temperatura y a la presión de su ambiente (en equilibrio térmico y mecánico), no tiene energía cinética o potencial relativa a su ambiente (velocidad cero y elevación cero por arriba del nivel de referencia); y no reacciona con el ambiente (químicamente inerte). Tampoco hay efectos de desequilibro magnético, eléctrico y tensión superficial entre el sistema y sus alrededores, si éstos son relevantes para la situación específica. Las propiedades de un sistema en el estado muerto se denotan mediante el subíndice cero, por ejemplo, P_0, T_0, h_0, u_0 y s_0. A menos que se especifique de otra manera, la temperatura y la presión del estado muerto se suponen como $T_0 = 25°C$ (77°F) y $P_0 = 1$ atm (101.325 kPa o 14.7 psia). Un sistema tiene exergía cero en el estado muerto (Fig. 8-2).

Se debe diferenciar entre *alrededores*, *alrededores inmediatos* y *ambiente*. Por definición, los **alrededores** son todo lo que está fuera de las fronteras del sistema; los **alrededores inmediatos** corresponden a la porción de los alrededores que son afectados por el proceso, y el **ambiente** es la región que se halla más allá de los alrededores inmediatos cuyas propiedades no son afectadas por el proceso en cualquier punto. Por consiguiente, cualquier irreversibilidad durante un proceso ocurre dentro del sistema y sus alrededores inmediatos, mientras que el ambiente está libre de cualquier irreversibilidad. Cuando se analiza el enfriamiento de una papa horneada caliente en una habitación a 25°C, por ejemplo, el aire tibio que rodea la papa corresponde a los alrededores inmediatos, y la parte restante del aire de la habitación a 25°C es el ambiente. Note que la temperatura de los alrededores inmediatos cambia de la

que tiene la papa en la frontera a la del ambiente que se encuentra a 25°C (véase Fig. 8-3).

La noción de que un sistema debe ir al estado muerto hacia el final del proceso para maximizar la salida de trabajo puede explicarse como sigue: si la temperatura del sistema en el estado final es mayor que (o menor que) la temperatura del ambiente en que se encuentra, siempre será posible producir trabajo adicional al operar una máquina térmica entre estos dos niveles de temperatura. Si la presión final es mayor que (o menor que) la presión del ambiente, aún es posible obtener trabajo si se permite que el sistema se expanda a la presión del ambiente. Si la velocidad final del sistema no es cero, podemos tomar esa energía cinética extra mediante una turbina y convertirla en el trabajo de un eje giratorio, y así sucesivamente. Ningún trabajo puede producirse a partir de un sistema que está inicialmente en el estado muerto. La atmósfera que nos rodea contiene una enorme cantidad de energía, sin embargo se encuentra en el estado muerto y la energía que contiene no posee trabajo potencial (Fig. 8-4).

Por consiguiente, se concluye que *un sistema entrega el máximo trabajo posible cuando experimenta un proceso reversible del estado inicial especificado al estado de su ambiente, es decir, el estado muerto*. Esto representa el *potencial de trabajo útil* del sistema en el estado especificado y se llama **exergía**. Es importante comprender que la exergía no representa la cantidad de trabajo que un dispositivo productor realmente entregará después de la instalación; sino que representa *el límite superior en la cantidad de trabajo que un dispositivo puede entregar sin violar cualquier ley termodinámica*. Habrá siempre una diferencia, grande o pequeña, entre la exergía y el trabajo real entregado por un dispositivo, diferencia que representa lo que los ingenieros tienen la posibilidad para la mejora.

Observe que la exergía de un sistema en un estado especificado depende de las condiciones del medio (el estado muerto) así como de las propiedades del sistema, por lo tanto la exergía es una propiedad de la *combinación entre sistema y ambiente* y no del sistema exclusivamente. La alteración del ambiente es otra manera de aumentar la exergía, pero definitivamente no es una alternativa fácil.

El término *disponibilidad* (*availability*) fue popularizado en Estados Unidos por la Escuela de Ingeniería del Massachusetts Institute of Technology (MIT) en los años cuarenta. Hoy, un término equivalente introducido en Europa en los cincuenta, *exergía*, ha encontrado aceptación mundial en parte porque es más corto, rima con energía y entropía y puede adaptarse sin requerir traducción. En este libro, el término que se prefiere es *exergía*.

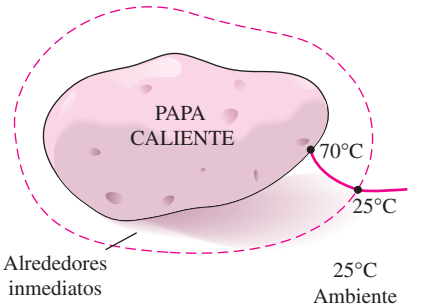


FIGURA 8-3

Los alrededores inmediatos de una papa caliente corresponden simplemente a la zona del gradiente de temperatura del aire junto a la papa.

FIGURA 8-4

La atmósfera contiene una enorme cantidad de energía, pero cero exergía.

© Vol. 74/PhotoDisc

Exergía (potencial de trabajo) asociado con la energía cinética y potencial

La energía cinética es una forma de *energía mecánica*, por lo tanto puede convertirse completamente en trabajo. El *potencial de trabajo* o la *exergía* de la energía cinética de un sistema es igual a la propia energía cinética sin tener en cuenta la temperatura y la presión del ambiente. Es decir,

Exergía de la energía cinética:
$$x_{ec} = ec = \frac{V^2}{2} \qquad (kJ/kg) \tag{8-1}$$

donde V es la velocidad del sistema relativa al ambiente.

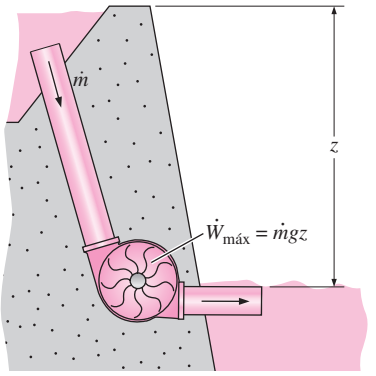


FIGURA 8-5
El *potencial de trabajo* o *exergía* de la energía potencial es igual a la propia energía potencial.

La energía potencial también es una forma de *energía mecánica*, por lo tanto puede convertirse completamente en trabajo. Así, la *exergía* de la energía potencial de un sistema es igual a la propia energía potencial sin tener en cuenta la temperatura y la presión del ambiente (Fig. 8-5). Es decir,

Exergía de la energía potencial: $$x_{ep} = ep = gz \quad \text{(kJ/kg)} \tag{8-2}$$

donde g es la aceleración gravitacional y z es la elevación del sistema relativa a un nivel de referencia en el ambiente.

Por consiguiente, las exergías de las energías cinética y potencial son iguales a ellas mismas y están completamente disponibles para trabajo. Sin embargo, la energía interna u y la entalpía h de un sistema no están completamente disponibles para trabajo, como se mostrará posteriormente.

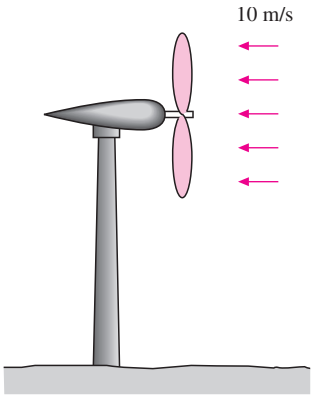


FIGURA 8-6
Esquema para el ejemplo 8-1.

EJEMPLO 8-1 Generación máxima de potencia de una turbina de viento

Una turbina de viento con un rotor de 12 m de diámetro, como la que se muestra en la figura 8-6, será instalada en un sitio donde el viento sopla de forma estable a una velocidad promedio de 10 m/s. Determine la potencia máxima que puede generar la turbina de viento.

Solución El sistema es una turbina de viento que se instalará en un sitio especificado. Se determinará la potencia máxima que la turbina de viento puede generar.

Suposiciones El aire está en condiciones normales de 1 atm y 25°C, por lo tanto su densidad es 1.18 kg/m^3.

Análisis El aire que fluye con el viento tiene las mismas propiedades que el atmosférico que está estancado, sólo que posee una velocidad y por ende alguna energía cinética. Este aire alcanzará el estado muerto cuando se detenga completamente. Por consiguiente, la exergía del aire que sopla es simplemente la energía cinética que posee

$$ec = \frac{V^2}{2} = \frac{(10\ \text{m/s})^2}{2}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\ 000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 0.05\ \text{kJ/kg}$$

Es decir, cada unidad de masa de aire que fluye a una velocidad de 10 m/s tiene un potencial de trabajo de 0.05 kJ/kg. En otros términos, una turbina de viento perfecta detendrá el aire completamente y capturará 0.05 kJ/kg de trabajo potencial. Para determinar la potencia máxima es necesario saber la cantidad de aire que atraviesa el rotor de la turbina de viento por unidad de tiempo, es decir, el flujo másico, el cual es

$$\dot{m} = \rho AV = \rho\frac{\pi D^2}{4}V = (1.18\ \text{kg/m}^3)\frac{\pi(12\ \text{m})^2}{4}(10\ \text{m/s}) = 1\ 335\ \text{kg/s}$$

Por lo tanto,

$$\text{Potencia máxima} = \dot{m}(ec) = (1\ 335\ \text{kg/s})(0.05\ \text{kJ/kg}) = \mathbf{66.8\ kW}$$

Ésta es la potencia máxima disponible de la turbina de viento. Si se supone una eficiencia de conversión de 30 por ciento, una turbina de viento real convertirá 20.0 kW a electricidad. Observe que en este caso el trabajo potencial es igual a la energía cinética total del aire.

Discusión Aunque la energía cinética total del viento está disponible para la producción de potencia, la ley de Betz establece que la potencia de salida de una máquina de viento está en un máximo cuando el viento reduzca a un tercio de su velocidad inicial. Por consiguiente, para la potencia máxima (y por

lo tanto el costo mínimo por potencia instalada), la eficiencia más alta de una turbina de viento es aproximadamente 59 por ciento. En la práctica, la eficiencia real tiene un rango entre 20 y 40 por ciento y es de alrededor de 35 por ciento para muchas turbinas de viento.

La potencia del viento es adecuada para ser aprovechada cuando hay vientos firmes con una velocidad promedio de por lo menos 6 m/s (o 13 mph). Las recientes mejoras en el diseño de turbinas de viento han disminuido el costo de la generación de potencia del viento a aproximadamente 5 centavos de dólar por kWh, lo cual las vuelve más competitivas respecto a la generación de electricidad en comparación con otros medios.

EJEMPLO 8-2 Transferencia de exergía desde un horno

Se tiene un horno grande que puede transferir calor a una temperatura de 2 000 R a una tasa estable de 3 000 Btu/s. Determine la tasa de flujo de exergía asociada con esta transferencia de calor. Suponga una temperatura ambiente de 77°F.

Solución Un horno grande proporciona calor a una temperatura especificada. Se determinará la tasa de flujo de exergía.

Análisis En este ejemplo, el horno puede modelarse como un depósito térmico que suministra calor indefinidamente a una temperatura constante.

La exergía de esta energía térmica es su potencial de trabajo útil, es decir, la máxima cantidad de trabajo posible que puede extraerse de él. Esto corresponde a la cantidad de trabajo que puede producir una máquina térmica reversible que opera entre el horno y el ambiente.

La eficiencia térmica de esta máquina térmica reversible es

$$\eta_{\text{ter,máx}} = \eta_{\text{ter,rev}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{T_0}{T_H} = 1 - \frac{537\ \text{R}}{2\,000\ \text{R}} = 0.732\ (\text{o } 73.2\%)$$

Es decir, una máquina térmica puede convertir en trabajo, en el mejor de los casos, 73.2 por ciento del calor recibido desde el horno. Por lo tanto, la exergía de este horno es equivalente a la potencia producida por la máquina térmica reversible:

$$\dot{W}_{\text{máx}} = \dot{W}_{\text{rev}} = \eta_{\text{ter,rev}}\,\dot{Q}_{\text{ent}} = (0.732)(3\,000\ \text{Btu/s}) = \mathbf{2\ 196\ Btu/s}$$

Discusión Observe que 26.8 por ciento del calor transferido del horno no está disponible para realizar trabajo. La porción de energía que no puede convertirse en trabajo se llama **energía no disponible** (Fig. 8-7), la cual simplemente es la diferencia entre la energía total de un sistema en un estado especificado y la exergía de esa energía.

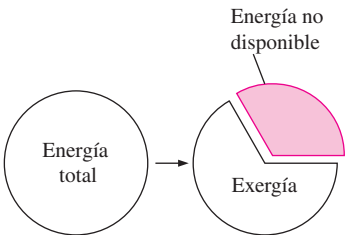


FIGURA 8-7
La energía no disponible es la porción de energía que no puede ser convertida en trabajo incluso por una máquina térmica reversible.

8-2 ▪ TRABAJO REVERSIBLE E IRREVERSIBILIDAD

La propiedad exergía sirve como una valiosa herramienta en la determinación de la calidad de la energía y en la comparación de los trabajos potenciales de diferentes fuentes de energía o sistemas. Sin embargo, la evaluación de solamente la exergía no es suficiente para estudiar dispositivos técnicos que operan entre dos estados fijos, ya que cuando se evalúa la exergía siempre se supone que el estado final es el *estado muerto*, lo cual casi nunca es el caso para los sistemas técnicos reales. Las eficiencias isentrópicas analizadas en el capítulo 7 también son de uso limitado porque el estado de salida del proceso

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 8, SECC. 2, EN EL DVD.

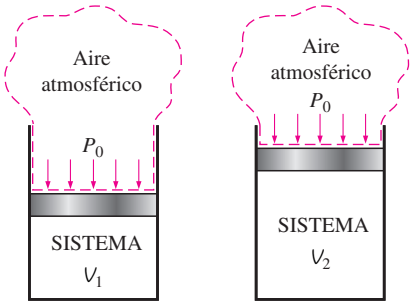


FIGURA 8-8

Cuando un sistema cerrado se expande, algún trabajo necesita ser realizado para hacer a un lado el aire atmosférico ($W_{\text{alrededores}}$).

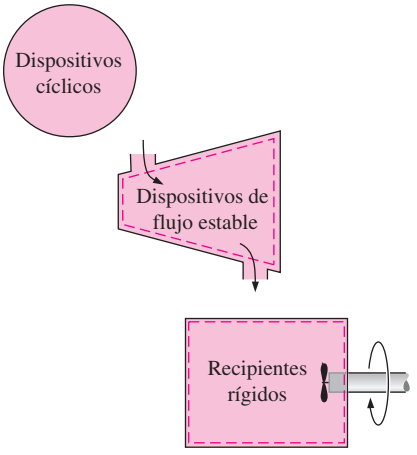


FIGURA 8-9

Para sistemas de volumen constante, los trabajos totales reales y útiles son idénticos ($W_u = W$).

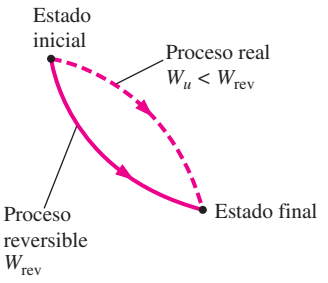


FIGURA 8-10

La diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil real es la irreversibilidad.

modelo (isentrópico) no es igual al de salida real y se limita a los procesos adiabáticos.

En esta sección, se describirán dos cantidades que se relacionan con los estados inicial y final reales de los procesos y que sirven como valiosas herramientas en el análisis termodinámico de componentes o sistemas. Tales cantidades son el *trabajo reversible* y la *irreversibilidad* (o *destrucción de exergía*). Pero primero examinemos el **trabajo de los alrededores**, el cual es el trabajo realizado por o contra los alrededores durante un proceso.

El trabajo realizado por dispositivos que producen trabajo no siempre se halla completamente en una forma utilizable. Por ejemplo, cuando un gas en un dispositivo de cilindro-émbolo se expande, parte del trabajo realizado por el gas se usa para empujar el aire atmosférico fuera del camino del émbolo (Fig. 8-8). Este trabajo que no puede recuperarse para ser utilizado en cualquier propósito útil es igual a la presión atmosférica P_0 por el cambio de volumen del sistema,

$$W_{\text{alrededores}} = P_0(V_2 - V_1) \tag{8-3}$$

La diferencia entre el trabajo real W y el trabajo de los alrededores $W_{\text{alrededores}}$ se denomina **trabajo útil** W_u:

$$W_u = W - W_{\text{alrededores}} = W - P_0(V_2 - V_1) \tag{8-4}$$

Cuando un sistema se expande y realiza trabajo, la parte del trabajo realizado se emplea para superar la presión atmosférica, por lo tanto $W_{\text{alrededores}}$ representa una pérdida. Sin embargo, cuando un sistema se comprime, la presión atmosférica ayuda al proceso de compresión y entonces $W_{\text{alrededores}}$ representa una ganancia.

Observe que el trabajo realizado por o contra la presión atmosférica sólo tiene importancia para sistemas cuyo volumen cambia durante el proceso (es decir, sistemas que involucran trabajo de la frontera móvil); mientras que no tiene importancia para los dispositivos cíclicos y sistemas cuyas fronteras permanecen fijas durante un proceso como los recipientes rígidos y dispositivos de flujo estable (turbinas, compresores, toberas, intercambiadores de calor, etcétera), como se muestra en la figura 8-9.

El **trabajo reversible** W_{rev} se define como *la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que necesita ser proporcionado) cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados*. Éste es el trabajo de salida útil (o entrada) obtenido (o gastado) cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de una manera totalmente reversible. Cuando el estado final es el estado muerto, el trabajo reversible es igual a la exergía. Para procesos que requieren trabajo, el trabajo reversible representa la cantidad de trabajo mínima necesaria para llevar a cabo ese proceso. Para fines convenientes a la presentación, a lo largo de este capítulo el término *trabajo* se usa para denotar tanto el trabajo como la potencia.

Cualquier diferencia entre el trabajo reversible W_{rev} y el útil W_u, se debe a irreversibilidades presentes durante el proceso, y esta diferencia se llama **irreversibilidad** I, la cual se expresa como (Fig. 8-10)

$$I = W_{\text{rev,sal}} - W_{u,\text{sal}} \quad \text{o} \quad I = W_{u,\text{ent}} - W_{\text{rev,ent}} \tag{8-5}$$

La irreversibilidad es equivalente a la *exergía destruida*, analizada en la sección 8-4. Para un proceso totalmente reversible, las condiciones de trabajo reales y reversibles son idénticas, por lo tanto la irreversibilidad es cero. Esto era de esperarse dado que los procesos totalmente reversibles no generan entropía. La irreversibilidad es una *cantidad positiva* para todo proceso real (irreversible) porque $W_{\text{rev}} \geq W_u$ para dispositivos productores de trabajo y $W_{\text{rev}} \leq W_u$ para dispositivos consumidores de trabajo.

La irreversibilidad puede verse como el *trabajo potencial desperdiciado* o la *oportunidad perdida* para realizar trabajo. Representa la energía que podría convertirse en trabajo pero que no lo fue. Cuanto más pequeña es la irreversibilidad asociada con un proceso, mayor es el trabajo que se produce (o menor es el trabajo que se consume). El desempeño de un sistema puede mejorarse minimizando la irreversibilidad asociada con él.

EJEMPLO 8-3 Tasa de irreversibilidad de una máquina térmica

Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1 200 K a una tasa de 500 kJ/s y tira calor de desecho en un medio a 300 K (Fig. 8-11). La salida de potencia de la máquina térmica es 180 kW. Determine la potencia reversible y la tasa de irreversibilidad para este proceso.

Solución Se considera la operación de una máquina térmica. Se determinará la potencia reversible y la tasa de irreversibilidad asociada con esta operación.

Análisis La potencia reversible para este proceso es la cantidad de potencia que una máquina térmica reversible, como la de Carnot, produciría al operar entre los mismos límites de temperatura, y se determina:

$$\dot{W}_{\text{rev}} = \eta_{\text{ter,rev}}\,\dot{Q}_{\text{ent}} = \left(1 - \frac{T_{\text{sumidero}}}{T_{\text{fuente}}}\right)\dot{Q}_{\text{ent}} = \left(1 - \frac{300\ \text{K}}{1\,200\ \text{K}}\right)(500\ \text{kW}) = \mathbf{375\ kW}$$

Ésta es la potencia máxima que puede producir una máquina térmica que opera entre los límites de temperatura especificados y que recibe calor a la tasa especificada. Esto también representaría la *potencia disponible* si 300 K fuera la temperatura más baja disponible para el rechazo de calor.

La tasa de irreversibilidad es la diferencia entre la potencia reversible (potencia máxima que podría producirse) y la salida de potencia útil:

$$\dot{I} = \dot{W}_{\text{rev,sal}} - \dot{W}_{u,\text{sal}} = 375 - 180 = \mathbf{195\ kW}$$

Discusión Observe que 195 kW de potencia es desperdiciado durante este proceso como resultado de irreversibilidades. También, los 500 − 375 = 125 kW de calor desechados hacia el sumidero no están disponibles para ser convertidos a trabajo y por lo tanto no son parte de la irreversibilidad.

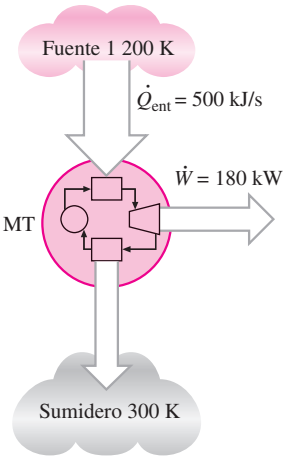


FIGURA 8-11
Esquema para el ejemplo 8-3.

EJEMPLO 8-4 Irreversibilidad durante el enfriamiento de un bloque de hierro

Un bloque de hierro de 500 kg, el cual se muestra en la figura 8-12, está inicialmente a 200°C y se deja enfriar a 27°C transfiriendo calor hacia el aire de los alrededores que se halla a 27°C. Determine el trabajo reversible y la irreversibilidad para este proceso.

Solución Un bloque de hierro caliente se deja enfriar con el aire. Se determinarán el trabajo reversible y la irreversibilidad asociados con este proceso.

Suposiciones **1** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **2** El proceso no involucra interacciones de trabajo.

FIGURA 8-12
Esquema para el ejemplo 8-4.

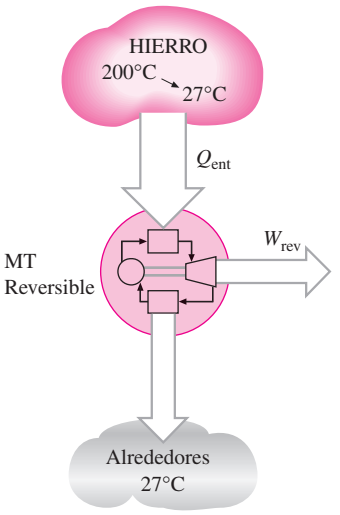


FIGURA 8-13

Un proceso de transferencia de calor irreversible puede volverse reversible mediante el uso de una máquina térmica reversible.

Análisis Se considera el *bloque de hierro* como el sistema, el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera. Se observa que ese calor es perdido por el sistema.

Probablemente le sorprenda que se le esté pidiendo encontrar el "trabajo reversible" para un proceso que no involucra ninguna interacción de trabajo; ahora bien, aun cuando no se intenta producir trabajo durante este proceso, el potencial para realizarlo existe, y el trabajo reversible es una medida cuantitativa de este potencial.

El trabajo reversible en este caso se determina al considerar una serie de máquinas térmicas reversibles imaginarias que operan entre la fuente (a una temperatura variable T) y el sumidero (a una temperatura constante T_0), como se muestra en la figura 8-13. Sumando su salida de trabajo:

$$\delta W_{rev} = \eta_{ter,rev}\,\delta Q_{ent} = \left(1 - \frac{T_{sumidero}}{T_{fuente}}\right)\delta Q_{ent} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\delta Q_{ent}$$

y

$$W_{rev} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\delta Q_{ent}$$

La temperatura T de la fuente cambia de $T_1 = 200°C = 473$ K a $T_0 = 27°C = 300$ K durante este proceso. Una relación para la diferencial de la transferencia de calor desde el bloque de hierro puede obtenerse de la forma diferencial del balance de energía aplicado en el bloque de hierro,

$$\underbrace{\delta E_{ent} - \delta E_{sal}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{sistema}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$-\delta Q_{sal} = dU = mc_{prom}\,dT$$

Entonces,

$$\delta Q_{entrada,máquina\ térmica} = \delta Q_{salida,sistema} = -mc_{prom}\,dT$$

dado que las transferencias de calor del hierro y la máquina térmica son iguales en magnitud y opuestas en dirección. Al sustituir e integrar, el trabajo reversible queda determinado por

$$W_{rev} = \int_{T_1}^{T_0} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)(-mc_{prom}\,dT) = mc_{prom}(T_1 - T_0) - mc_{prom}\,T_0 \ln\frac{T_1}{T_0}$$

$$= (500\text{ kg})(0.45\text{ kJ/kg}\cdot\text{K})\left[(473 - 300)\text{ K} - (300\text{ K})\ln\frac{473\text{ K}}{300\text{ K}}\right]$$

$$= \mathbf{8\,191\text{ kJ}}$$

donde el valor del calor específico se obtiene de la tabla A.3. El primer término en la ecuación anterior [$Q = mc_{prom}(T_1 - T_0) = 38\,925$ kJ] es la transferencia de calor total del bloque de hierro hacia la máquina térmica. El trabajo reversible para este problema es igual a 8 191 kJ, lo que significa que de los 38 925 kJ, 8 191 (21 por ciento) de calor transferidos desde el bloque de hierro hacia el aire del ambiente podrían convertirse en trabajo. Si la temperatura ambiente especificada de 27°C es la más baja disponible de éste, el trabajo reversible determinado anteriormente también representa la exergía que es el trabajo potencial máximo de la energía sensible contenido en el bloque de hierro.

La irreversibilidad para este proceso se determina a partir de su definición,

$$I = W_{\text{rev}} - W_u = 8\,191 - 0 = \mathbf{8\,191\ kJ}$$

Discusión Para este caso, el trabajo reversible y la irreversibilidad (trabajo potencial desechado) es lo mismo, ya que todo el trabajo potencial se desecha. La fuente de irreversibilidad en este proceso es la transferencia de calor debida de una diferencia de temperatura finita.

EJEMPLO 8-5 Potencial de calentamiento de un bloque caliente de hierro

El bloque de hierro analizado en el ejemplo 8-4 será utilizado para mantener una casa a 27°C cuando la temperatura ambiente es 5°C. Determine la cantidad máxima de calor que puede proporcionarse a la casa cuando el hierro se enfría a 27°C.

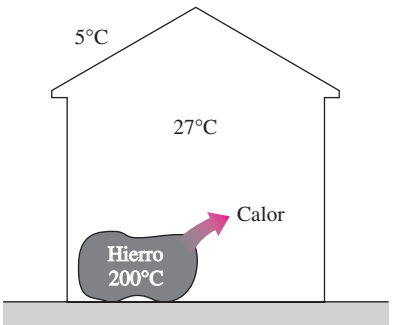


FIGURA 8-14
Esquema para el ejemplo 8-5.

Solución El bloque de hierro se considera ahora para calentar una casa. Se determinará la cantidad máxima de calor que este bloque puede proporcionar.
Análisis Probablemente la primera idea para utilizar la energía almacenada en el bloque de hierro es llevarlo al interior y dejarlo enfriar dentro de la casa, como se muestra en la figura 8-14, de manera que transfiera su energía sensible como calor hacia el aire interior (siempre que se tenga, por supuesto, la aprobación del propietario). El bloque de hierro puede seguir "perdiendo" calor hasta que su temperatura disminuya a la temperatura interior de 27°C, transfiriendo un total de 38 925 kJ de calor. Como se empleó toda la energía del bloque de hierro disponible para calentamiento sin desechar un solo kilojoule, parece que se trata de una operación 100 por ciento eficiente y nada puede modificar esto, ¿es así?

En el ejemplo 8-4 se determinó que este proceso tiene una irreversibilidad de 8 191 kJ, lo cual implica que las cosas no son tan "perfectas" como parecen. Un "proceso perfecto" es aquel que implica "cero irreversibilidad". La irreversibilidad en este proceso está asociada con la transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura finita que puede eliminarse operando una máquina térmica reversible entre el bloque de hierro y el aire interior. Esta máquina produce (como se determinó en el ejemplo 8-4) 8 191 kJ de trabajo y desechará el resto, de manera que 38 925 − 8 191 = 30 734 kJ de calor en la casa. Así, se logró eliminar la irreversibilidad y terminar con 8 191 kJ de trabajo. ¿Qué podemos hacer con este trabajo? En el peor de los casos podemos convertirlo en calor para después operar una hélice, por ejemplo, creando una cantidad igual de irreversibilidad; también es posible proporcionarlo a una bomba de calor que transportará calor desde el exterior a 5°C hacia el interior a 27°C. Tal bomba, si es reversible, tiene un coeficiente de rendimiento de

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (278\ \text{K})/(300\ \text{K})} = 13.6$$

Es decir, esta bomba de calor puede suministrar a la casa 13.6 veces la energía que consume como trabajo. En este caso, consumirá 8 191 kJ de trabajo y entregará 8 191 × 13.6 = 111 398 kJ de calor a la casa. Por consiguiente, el bloque de hierro caliente tiene el potencial para proporcionar

$$(30\,734 + 111\,398)\ \text{kJ} = 142\,132\ \text{kJ} \cong \mathbf{142\ MJ}$$

de calor a la casa. La irreversibilidad para este proceso es cero y esto es lo mejor que se puede hacer bajo las condiciones especificadas. Un argumento similar puede darse para la calefacción eléctrica de edificios residenciales o comerciales.

Explicación Ahora intente contestar la pregunta siguiente: ¿que pasaría si la máquina térmica se operara entre el bloque de hierro y el aire exterior en lugar de la casa hasta que la temperatura del bloque de hierro descendiera a 27°C? ¿La cantidad de calor suministrada a la casa todavía se mantendría en 142 MJ? He aquí una sugerencia: los estados inicial y final en ambos casos son los mismos y la irreversibilidad para ambos casos es cero.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 8, SECC. 3, EN EL DVD.

8-3 ▪ EFICIENCIA DE LA SEGUNDA LEY, η_{II}

En el capítulo 6 se definieron la *eficiencia térmica* y el *coeficiente de desempeño* para los dispositivos como una medida de su desempeño. Sólo se definieron con base en la primera ley, por lo que en ocasiones son llamadas *eficiencias de la primera ley*. Sin embargo, la eficiencia de la primera ley no hace ninguna referencia al mejor desempeño posible y por lo tanto puede ser equivocada.

Considere dos máquinas térmicas, ambas con una eficiencia térmica de 30 por ciento, como se muestra en la figura 8-15. Una de ellas (máquina *A*) es alimentada con calor de una fuente a 600 K y la otra (máquina *B*) con una a 1 000 K. Las dos desechan calor en un medio a 300 K y a primera vista ambas parecen convertir en trabajo la misma fracción de calor que reciben, por lo tanto se desempeñan igualmente bien. Sin embargo, cuando se les observa con detenimiento a la luz de la segunda ley de la termodinámica, notamos un escenario totalmente diferente: en el mejor de los casos, estas máquinas pueden desempeñarse como máquinas reversibles, en cuyo caso sus eficiencias serían

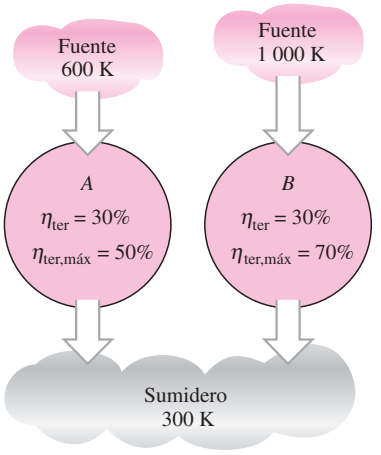


FIGURA 8-15
Dos máquinas térmicas que tienen la misma eficiencia térmica, pero diferentes eficiencias térmicas máximas.

$$\eta_{rev,A} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_A = 1 - \frac{300\ \text{K}}{600\ \text{K}} = 50\%$$

$$\eta_{rev,B} = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)_B = 1 - \frac{300\ \text{K}}{1\,000\ \text{K}} = 70\%$$

Ahora es evidente que la máquina *B* tiene un potencial de trabajo disponible mayor (70 por ciento del calor proporcionado, en comparación con el 50 por ciento de la *A*), por lo tanto debería desempeñarse mucho mejor que la máquina *A*. Por consiguiente, podemos decir que la *B* se desempeña pobremente en relación a la máquina *A* aunque las dos tienen la misma eficiencia térmica.

En este ejemplo es obvio que la eficiencia de la primera ley por sí sola no es una medida realista del desempeño de los dispositivos técnicos. Para superar esta deficiencia, se define a la **eficiencia de la segunda ley** η_{II} como la relación entre la eficiencia térmica real y la eficiencia térmica máxima posible (reversible) bajo las mismas condiciones (Fig. 8-16):

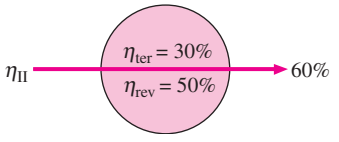


FIGURA 8-16
La eficiencia de la segunda ley es una medida del desempeño de un dispositivo en relación con su desempeño en condiciones reversibles.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{ter}}{\eta_{ter,rev}} \qquad \text{(máquinas térmicas)} \qquad \textbf{(8-6)}$$

Con base en esta definición, las eficiencias de la segunda ley para las dos máquinas térmicas analizadas anteriormente son

$$\eta_{II,A} = \frac{0.30}{0.50} = 0.60 \quad \text{y} \quad \eta_{II,B} = \frac{0.30}{0.70} = 0.43$$

Es decir, la máquina *A* convierte 60 por ciento del potencial de trabajo disponible en trabajo útil, mientras que esta proporción es sólo de 43 por ciento para la máquina *B*.

La eficiencia de la segunda ley también puede expresarse como la relación entre las salidas de trabajo útil y la de trabajo máximo posible (reversible):

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} \qquad \text{(dispositivos productores de trabajo)} \tag{8-7}$$

Esta definición es más general porque puede aplicarse a los procesos (en turbinas, dispositivos de cilindro-émbolo, etcétera), así como a ciclos. Observe que la eficiencia de la segunda ley no puede exceder a 100 por ciento (Fig. 8-17).

También podemos definir una eficiencia de la segunda ley para dispositivos no cíclicos (como compresores) y cíclicos consumidores de trabajo (como refrigeradores) como la proporción entre la entrada de trabajo mínimo (reversible) y la entrada de trabajo útil:

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{W_u} \qquad \text{(dispositivos consumidores de trabajo)} \tag{8-8}$$

Para los dispositivos cíclicos como refrigeradores y bombas de calor, también es posible expresarla en términos de los coeficientes de desempeño, como

$$\eta_{II} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{rev}} \qquad \text{(refrigeradores y bombas de calor)} \tag{8-9}$$

Nuevamente, debido a la manera en que se definió la eficiencia de la segunda ley, su valor no puede exceder de 100 por ciento. En las relaciones anteriores, el trabajo reversible W_{rev} debe determinarse mediante el uso de los mismos estados inicial y final que los procesos reales.

Las anteriores definiciones de la eficiencia de la segunda ley no pueden ser aplicadas para los dispositivos que no están destinados a producir o consumir trabajo. Por consiguiente, se necesita una definición más general; sin embargo, existe alguna discordancia en una definición general para la eficiencia de la segunda ley, por lo tanto una persona puede encontrar definiciones diferentes para el mismo dispositivo. La eficiencia de la segunda ley está ideada para servir como una medida de aproximación a la operación reversible, en consecuencia su valor debe cambiar de cero en el peor caso (destrucción completa de exergía) a 1 en el mejor (sin destrucción de exergía). Con esta perspectiva, se define aquí la eficiencia de la segunda ley de un sistema durante un proceso como (Fig. 8-18)

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía suministrada}} \tag{8-10}$$

Por consiguiente, al determinar la eficiencia de la segunda ley, primero necesitamos determinar cuánta exergía o trabajo potencial se consume durante un proceso. En una operación reversible debemos ser capaces de recuperar completamente la exergía proporcionada durante el proceso, y la irreversibilidad en este caso debe ser cero. La eficiencia de la segunda ley es cero cuando no recuperamos exergía proporcionada al sistema. Observe que la exergía puede proporcionarse o recuperarse en diversas cantidades en distintas formas como calor, trabajo, energía cinética, energía potencial, energía interna y entalpía. En ocasiones se suscitan opiniones diferentes (aunque válidas) acerca de lo que constituye la exergía proporcionada y esto causa diferentes definiciones para la eficiencia de la segunda ley. En todo momento, sin embargo, las exergías recuperada y destruida (irreversibilidad) deben sumarse a la suministrada. También, es necesario definir el sistema precisamente para identificar correctamente cualquier interacción entre el sistema y sus alrededores.

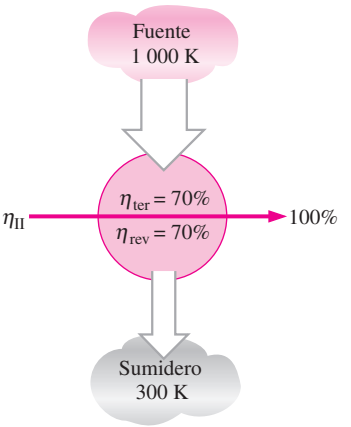


FIGURA 8-17
La eficiencia de la segunda ley de todos los dispositivos reversibles es 100 por ciento.

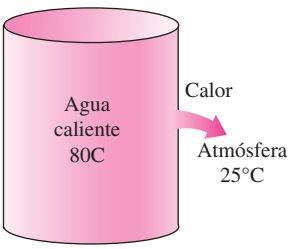


FIGURA 8-18
La eficiencia de la segunda ley de procesos que ocurren naturalmente es cero si no se recupera nada de potencial de trabajo.

Para una *máquina térmica*, la exergía suministrada es la disminución en la exergía del calor transferido hacia la máquina, la cual es la diferencia entre la exergía del calor suministrado y la del calor rechazado. (La exergía del calor rechazado a la temperatura de los alrededores es cero.) La salida de trabajo neto es la exergía recuperada.

Para un *refrigerador* o *bomba de calor*, la exergía proporcionada es la entrada de trabajo, ya que el trabajo suministrado a un dispositivo cíclico se encuentra completamente disponible. La exergía recuperada es la del calor transferido hacia el medio de alta temperatura (que es el trabajo reversible) para una bomba de calor, mientras que para un refrigerador lo es la exergía del calor transferido desde un medio de baja temperatura.

Normalmente, para un intercambiador de calor con dos corrientes de fluido no mezcladas, la exergía suministrada es la disminución en la exergía de la corriente de fluido de temperatura superior mientras que la recuperada es el aumento en la corriente de fluido de temperatura inferior. Esto se analiza posteriormente en la sección 8-8.

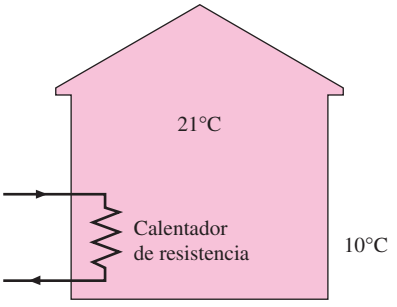


FIGURA 8-19
Esquema para el ejemplo 8-6.

EJEMPLO 8-6 Eficiencia de la segunda ley en calentadores de resistencia

Un distribuidor comercial anuncia que acaba de recibir un embarque de calentadores de resistencia eléctrica que tienen una eficiencia de 100 por ciento y que son para edificios residenciales (Fig. 8-19). Suponiendo una temperatura interior de 21°C y otra exterior de 10°C, determine la eficiencia de la segunda ley de estos calentadores.

Solución Se tienen calentadores de resistencia eléctrica para edificios residenciales y se determinará su eficiencia de la segunda ley.

Análisis Obviamente, la eficiencia a la que el distribuidor comercial se refiere es la de la primera ley, lo cual significa que para cada unidad de energía eléctrica (trabajo) consumida, el calentador suministrará a la casa 1 unidad de energía (calor). Es decir, el calentador anunciado tiene un COP de 1.

En las condiciones especificadas, una bomba de calor reversible tendría un coeficiente de desempeño de

$$\text{COP}_{\text{HP,rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} = \frac{1}{1 - (283\ \text{K})/(294\ \text{K})} = 26.7$$

Es decir, suministraría a la casa 26.7 unidades de calor (extraídas del aire frío del exterior) para cada unidad de energía eléctrica consumida. La eficiencia de la segunda ley para este calentador de resistencia es

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{rev}}} = \frac{1.0}{26.7} = \mathbf{0.037\ o\ 3.7\%}$$

lo cual no parece tan impresionante. El distribuidor no estará contento al ver este valor. Si se considera el alto precio de la electricidad, probablemente a un consumidor le convendría más un calentador de gas "menos" eficiente.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 8, SECC. 4, EN EL DVD.

8-4 ▪ CAMBIO DE EXERGÍA DE UN SISTEMA

La propiedad *exergía* es el trabajo potencial de un sistema en un ambiente especificado y representa la cantidad máxima de trabajo útil que puede obtenerse cuando el sistema llega al equilibrio con el ambiente. Al contrario de la

energía, el valor de la exergía depende tanto del estado del ambiente como del estado del sistema, por lo tanto la exergía es una propiedad de combinación. La exergía de un sistema que está en equilibrio con su ambiente es cero. El estado del ambiente se conoce como "estado muerto" porque desde el punto de vista termodinámico el sistema está prácticamente "muerto" (no puede hacer trabajo) cuando alcanza tal estado.

En esta sección el análisis se limita a la **exergía termomecánica**, por lo tanto no se toma en cuenta cualquier tipo de reacciones químicas y de mezclado. Así, un sistema en este "estado muerto restringido" está a la temperatura y la presión del ambiente y no tiene energías cinética o potencial relativa al ambiente, sin embargo puede tener una composición química diferente a éste. La exergía asociada con composiciones químicas diferentes y reacciones químicas se analiza en capítulos posteriores.

A continuación se desarrollan las relaciones para las exergías y los cambios de exergía para una masa fija y una corriente de flujo.

Exergía de una masa fija: exergía sin flujo (o de sistema cerrado)

En general, la energía interna consiste en energías *sensible*, *latente*, *química* y *nuclear*. Sin embargo, en ausencia de cualquier reacción química o nuclear, las energías química y nuclear son insignificantes, de manera que es posible considerar que la energía interna consiste únicamente en energías sensible y latente que puede ser transferida hacia o desde un sistema como *calor*, siempre y cuando haya una diferencia de temperatura a través de la frontera del sistema. La segunda ley de la termodinámica establece que el calor no puede convertirse completamente en trabajo, por lo tanto el potencial de trabajo de la energía interna debe ser menor que la propia energía interna. Pero ¿cuánto menos?

Para contestar esa pregunta, se necesita considerar un sistema cerrado estacionario en un estado especificado que experimenta un proceso *reversible* hacia el estado del ambiente (es decir, la temperatura final y la presión del sistema deben ser T_0 y P_0, respectivamente). El trabajo útil entregado durante este proceso es la exergía del sistema en su estado inicial (Fig. 8-20).

Considere un dispositivo de cilindro-émbolo que contiene un fluido de masa m a temperatura T y presión P. El sistema (la masa dentro del cilindro) tiene un volumen de V, una energía interna U y una entropía S. El sistema experimenta entonces un cambio diferencial de estado durante el cual el volumen cambia por una cantidad diferencial dV y el calor se transfiere en una cantidad diferencial de δQ. Al tomar la dirección de las transferencias de calor y trabajo como provenientes *desde* el sistema (las salidas de calor y trabajo), el balance de energía para el sistema durante este proceso diferencial puede expresarse como

$$\underbrace{\delta E_{\text{ent}} - \delta E_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} \qquad \textbf{(8-11)}$$

$$-\delta Q - \delta W = dU$$

ya que la única forma de energía que el sistema contiene es la energía interna y las únicas formas de transferencia de energía que una masa fija puede involucrar son calor y trabajo. Asimismo, la única forma de trabajo que un sistema compresible simple puede involucrar durante un proceso reversible es el trabajo de frontera, el cual se da como $\delta W = P\,dV$ cuando la dirección de tra-

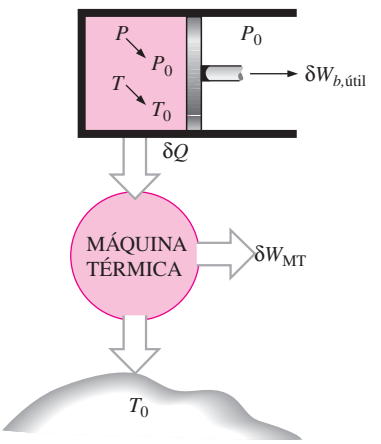


FIGURA 8-20
La *exergía* de una masa especificada en un estado especificado es el trabajo útil que se puede producir cuando la masa experimenta un proceso reversible al estado del ambiente.

bajo se toma como proveniente desde el sistema (de otra manera, sería $-P\,dV$). La presión P en la expresión de $P\,dV$ es la presión absoluta, la cual se mide desde el cero absoluto. Cualquier trabajo útil entregado por un dispositivo de cilindro-émbolo se debe a la presión por encima del nivel atmosférico. Por lo tanto,

$$\delta W = P\,dV = (P - P_0)\,dV + P_0\,dV = \delta W_{b,\text{útil}} + P_0\,dV \tag{8-12}$$

Un proceso reversible no puede involucrar alguna transferencia de calor debida a una diferencia finita de temperatura, por lo tanto cualquier transferencia de calor entre el sistema a temperatura T y sus alrededores a T_0 debe ocurrir a través de una máquina térmica reversible. Al observar que $dS = \delta Q/T$ para un proceso reversible, y que la eficiencia térmica de una máquina térmica reversible que opera entre las temperaturas T y T_0 es $\eta_{\text{ter}} = 1 - T_0/T$, el trabajo diferencial producido por la máquina como resultado de esta transferencia de calor es

$$\delta W_{\text{HE}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\delta Q = \delta Q - \frac{T_0}{T}\delta Q = \delta Q - (-T_0\,dS) \rightarrow$$

$$\delta Q = \delta W_{\text{HE}} - T_0\,dS \tag{8-13}$$

Sustituyendo las expresiones δW y δQ en las ecuaciones 8-12 y 8-13 en la del balance de energía (Ec. 8-11) y después de reestructurar, se obtiene

$$\delta W_{\text{total útil}} = \delta W_{\text{HE}} + \delta W_{b,\text{útil}} = -dU - P_0\,dV + T_0\,dS$$

Al integrar desde el estado especificado (sin subíndice) hasta el estado muerto (subíndice 0) se obtiene

$$W_{\text{total,útil}} = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \tag{8-14}$$

donde $W_{\text{total,útil}}$ es el trabajo útil total entregado cuando el sistema experimenta un proceso reversible desde el estado especificado al muerto, el cual por definición corresponde a la *exergía*.

En general, un sistema cerrado puede poseer energías cinética y potencial, por lo que la energía total de un sistema de este tipo es igual a la suma de sus energías interna, cinética y potencial. Al observar que las energías cinética y potencial son formas de exergía, la exergía de un sistema cerrado de masa m es,

$$X = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + m\frac{V^2}{2} + mgz \tag{8-15}$$

Por unidad de masa, la **exergía del sistema cerrado** (o **sin flujo**) ϕ, se expresa como

$$\phi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \tag{8-16}$$

$$= (e - e_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)$$

donde u_0, v_0, y s_0 son las propiedades del *sistema* evaluadas en el estado muerto. Observe que la exergía de un sistema es cero en el estado muerto puesto que $e = e_0$, $v = v_0$, y $s = s_0$ en ese estado.

El cambio de exergía de un sistema cerrado durante un proceso es simplemente la diferencia entre las exergías final e inicial del sistema,

$$\Delta X = X_2 - X_1 = m(\phi_2 - \phi_1) = (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) \tag{8-17}$$

$$= (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + m\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1)$$

o, por unidad de masa,

$$\Delta\phi = \phi_2 - \phi_1 = (u_2 - u_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

$$= (e_2 - e_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) \quad \textbf{(8-18)}$$

Para sistemas cerrados *estacionarios*, los términos de energías cinética y potencial desaparecen.

Cuando las propiedades de un sistema no son uniformes, la exergía del sistema puede ser determinada mediante la integración de

$$X_{\text{sistema}} = \int \phi\, \delta m = \int_V \phi\rho\, dV \quad \textbf{(8-19)}$$

donde V es el volumen del sistema y ρ es la densidad.

Observe que la exergía es una propiedad y el valor de una propiedad no cambia a menos que cambie el *estado*. En consecuencia, el *cambio de exergía* de un sistema es cero si el estado del sistema o del ambiente no cambia durante el proceso. Por ejemplo, el cambio de exergía de dispositivos de flujo estable como toberas, compresores, turbinas, bombas e intercambiadores de calor en un ambiente especificado es cero durante la operación estable.

La exergía de un sistema cerrado es *positiva* o *cero,* nunca negativa. Incluso un medio a *baja temperatura* ($T < T_0$) y/o *baja presión* ($P < P_0$) contiene exergía dado que un medio frío puede servir como sumidero de calor hacia una máquina térmica que absorbe el calor del ambiente a T_0, y un espacio evacuado hace posible que la presión atmosférica mueva un émbolo y realice el trabajo útil (Fig. 8-21).

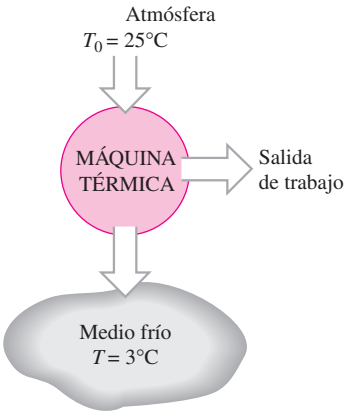


FIGURA 8-21

La *exergía* de un medio frío también es una cantidad *positiva* dado que el trabajo puede producirse mediante transferencia de calor.

Exergía de una corriente de fluido: exergía de flujo (o corriente)

En el capítulo 5 se mostró que un fluido en movimiento tiene una forma adicional de energía, llamada *energía de flujo* que es la energía necesaria para mantener el flujo en una tubería o conducto, y que se expresa como $w_{\text{flujo}} = Pv$ donde v es el volumen específico del fluido que es equivalente al *cambio de volumen* por unidad de masa de fluido cuando se desplaza durante el flujo. El trabajo de flujo es esencialmente el trabajo de frontera realizado por un fluido sobre el fluido que está corriente abajo, por lo tanto la exergía asociada con el trabajo de flujo es equivalente a la exergía asociada con el trabajo de frontera, el cual es el exceso de trabajo de frontera realizado contra el aire atmosférico a P_0 para desplazarlo un volumen v (Fig. 8-22). Observe que el trabajo de flujo es Pv y que el trabajo realizado contra la atmósfera es P_0v, entonces la *exergía* asociada con la energía de flujo puede ser expresada como

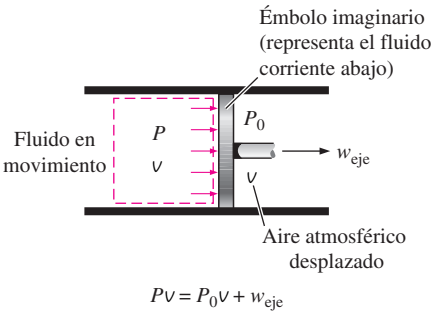


FIGURA 8-22

La *exergía* asociada con la *energía de flujo* es el trabajo útil que entregaría un émbolo imaginario en la sección de flujo.

$$x_{\text{flujo}} = Pv - P_0v = (P - P_0)v \quad \textbf{(8-20)}$$

Por consiguiente, la exergía asociada con la energía de flujo se obtiene remplazando la presión P en la relación de trabajo de flujo por el exceso de presión de la presión atmosférica, $P - P_0$. Entonces la exergía de una corriente de fluido se determina sumando la relación de exergía de flujo simplemente anterior a la relación de exergía en la ecuación 8-16 para un fluido no en movimiento,

$$x_{\text{fluido en movimiento}} = x_{\text{fluido no en movimiento}} + x_{\text{flujo}} \quad \textbf{(8-21)}$$

$$= (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz + (P - P_0)v$$

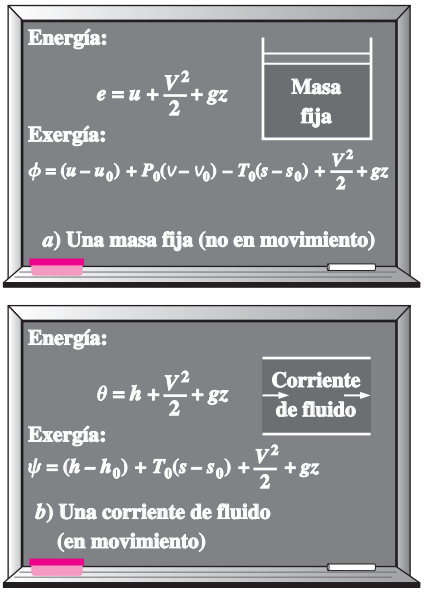

Energía:
$e = u + \frac{V^2}{2} + gz$
Masa fija
Exergía:
$\phi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$
a) Una masa fija (no en movimiento)
Energía:
$\theta = h + \frac{V^2}{2} + gz$
Corriente de fluido
Exergía:
$\psi = (h - h_0) + T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$
b) Una corriente de fluido (en movimiento)

FIGURA 8-23

Contenidos de *energía* y *exergía* de *a)* una masa fija y *b)* una corriente de fluido.

$$= (u + Pv) - (u_0 + P_0v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

$$= (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

La expresión final se llama **exergía de flujo** (o **corriente**), y se denota por ψ (Fig. 8-23).

Exergía de flujo:
$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \textbf{(8-22)}$$

Entonces el *cambio de exergía* de una corriente de fluido cuando experimenta un proceso desde el estado 1 hasta el 2 es

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) + T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \qquad \textbf{(8-23)}$$

Para las corrientes de fluido con energías cinética y potencial insignificantes, los términos de estas energías desaparecen.

Observe que el *cambio de exergía* de un sistema cerrado o de una corriente de fluido representa la cantidad *máxima* de trabajo útil que puede llevarse a cabo (o, si es negativo, la cantidad *mínima* de trabajo útil que necesita suministrarse) cuando el sistema cambia del estado 1 al estado 2 en un ambiente especificado, y representa el *trabajo reversible* W_{rev}. Esto es independiente del tipo de proceso ejecutado, del tipo de sistema utilizado y de la naturaleza de las interacciones entre la energía y los alrededores. También note que la exergía de un sistema cerrado no puede ser negativa, pero la de una corriente de flujo puede serlo a presiones menores que la presión ambiental P_0.

FIGURA 8-24

Esquema para el ejemplo 8-7.

EJEMPLO 8-7 Trabajo potencial de aire comprimido en un recipiente

Un recipiente rígido de 200 m^3 contiene aire comprimido a 1 MPa y 300 K. Determine cuánto trabajo puede obtenerse de este aire si las condiciones ambientales son 100 kPa y 300 K.

Solución El aire comprimido almacenado en un recipiente grande es el sistema. Se determinará el potencial de trabajo de este aire.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera al aire en el recipiente rígido como el sistema (Fig. 8-24), el cual es un *sistema cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Lo que aquí se determinará es el potencial de trabajo de una masa fija, el cual es la exergía sin flujo por definición.

Al tomar el estado del aire en el recipiente como el estado 1 y notando que $T_1 = T_0 = 300$ K, la masa de aire en el recipiente es

$$m_1 = \frac{P_1V}{RT_1} = \frac{(1\,000\ \text{kPa})(200\ \text{m}^3)}{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})} = 2\,323\ \text{kg}$$

El contenido de exergía del aire comprimido puede determinarse a partir de

$$\begin{aligned} X_1 &= m\phi_1 \\ &= m\left[\cancelto{0}{(u_1 - u_0)} + P_0(v_1 - v_0) - T_0(s_1 - s_0) + \cancelto{0}{\frac{V_1^2}{2}} + \cancelto{0}{gz_1}\right] \\ &= m[P_0(v_1 - v_0) - T_0(s_1 - s_0)] \end{aligned}$$

Se observa que

$$P_0(v_1 - v_0) = P_0\left(\frac{RT_1}{P_1} - \frac{RT_0}{P_0}\right) = RT_0\left(\frac{P_0}{P_1} - 1\right) \qquad (\text{dado que } T_1 = T_0)$$

$$T_0(s_1 - s_0) = T_0\left(c_p \ln\frac{T_1}{T_0} - R\ln\frac{P_1}{P_0}\right) = -RT_0\ln\frac{P_1}{P_0} \qquad (\text{que } T_1 = T_0)$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned} \phi_1 &= RT_0\left(\frac{P_0}{P_1} - 1\right) + RT_0\ln\frac{P_1}{P_0} = RT_0\left(\ln\frac{P_1}{P_0} + \frac{P_0}{P_1} - 1\right) \\ &= (0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})\left(\ln\frac{1\,000\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}} + \frac{100\ \text{kPa}}{1\,000\ \text{kPa}} - 1\right) \\ &= 120.76\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

y

$$X_1 = m_1\phi_1 = (2\,323\ \text{kg})(120.76\ \text{kJ/kg}) = 280\,525\ \text{kJ} \cong \mathbf{281\ MJ}$$

Explicación El potencial de trabajo del sistema es de 281 MJ, por lo tanto un máximo de 281 MJ de trabajo útil puede obtenerse del aire comprimido almacenado en el recipiente que se halla en el ambiente especificado.

EJEMPLO 8-8 Cambio de exergía durante un proceso de compresión

Refrigerante 134a será comprimido en forma estable por un compresor, desde 0.14 MPa y −10°C hasta 0.8 MPa y 50°C. Considerando que las condiciones ambientales son de 20°C y 95 kPa, determine el cambio de exergía del refrigerante durante este proceso y la entrada de trabajo mínimo que necesita ser proporcionado al compresor por unidad de masa del refrigerante.

Solución Refrigerante 134a será comprimido de un estado de entrada especificado a otro de salida también especificado. Se determinará el cambio de exergía del refrigerante y el trabajo de compresión mínimo por unidad de masa.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera al *compresor* como el sistema (Fig. 8-25), el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Lo que aquí se determinará es el cambio de exergía de una corriente de fluido, el cual es el cambio en el flujo de exergía ψ.

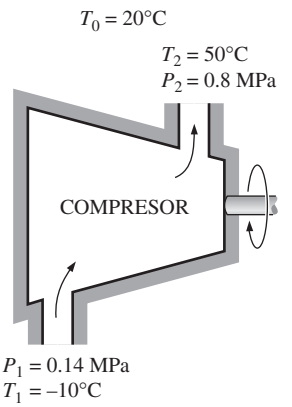


FIGURA 8-25
Esquema para el ejemplo 8-8.

Las propiedades del refrigerante en los estados de entrada y salida son

$$\textit{Estado de entrada:}\quad \left.\begin{array}{l} P_1 = 0.14\ \text{MPa} \\ T_1 = -10^\circ\text{C} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} h_1 = 246.36\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 0.9724\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array}$$

$$\textit{Estado de salida:}\quad \left.\begin{array}{l} P_2 = 0.8\ \text{MPa} \\ T_2 = 50^\circ\text{C} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} h_2 = 286.69\ \text{kJ/kg} \\ s_2 = 0.9802\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array}$$

El cambio de exergía del refrigerante durante este proceso de compresión se determina directamente de la ecuación 8-23 como

$$\begin{aligned} \Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 &= (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - \cancel{V_1^2}^{\,0}}{2} + \cancel{g(z_2 - z_1)}^{\,0} \\ &= (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \\ &= (286.69 - 246.36)\ \text{kJ/kg} - (293\ \text{K})[(0.9802 - 0.9724)\text{kJ/kg}\cdot\text{K}] \\ &= \mathbf{38.0\ kJ/kg} \end{aligned}$$

Por consiguiente, la exergía del refrigerante aumenta en 38.0 kJ/kg durante la compresión.

El cambio de exergía de un sistema en un ambiente especificado representa el trabajo reversible en ese ambiente, que es la entrada mínima de trabajo requerido para los dispositivos que consumen trabajo, como los compresores. Por lo tanto, el incremento en la exergía del refrigerante es igual al trabajo mínimo que necesita ser suministrado al compresor:

$$w_{\text{ent,mín}} = \psi_2 - \psi_1 = \mathbf{38.0\ kJ/kg}$$

Explicación Observe que si el refrigerante comprimido a 0.8 MPa y 50°C fuera expandido por una turbina a 0.14 MPa y −10°C en el mismo ambiente y de una manera reversible, se producirían 38.0 kJ/kg de trabajo.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 8, SECC. 5, EN EL DVD.

8-5 ▪ TRANSFERENCIA DE EXERGÍA POR CALOR, TRABAJO Y MASA

La exergía, como la energía, puede transferirse hacia o desde un sistema en tres formas: *calor*, *trabajo* y *flujo másico*. Esta transferencia es reconocida en la frontera del sistema cuando la exergía la cruza, por lo que representa la exergía ganada o perdida por un sistema durante un proceso. Las únicas dos formas de interacción de exergía asociadas con una masa fija o sistema cerrado son las *transferencias de calor* y *de trabajo*.

Transferencia de exergía por calor, *Q*

Recuerde del capítulo 6 que el trabajo potencial de la energía transferida de una fuente térmica a temperatura T es el trabajo máximo que puede obtenerse de esa energía en un ambiente a una temperatura T_0, y que puede ser equivalente al trabajo producido por una máquina térmica de Carnot que opera entre la fuente y el ambiente. Por lo tanto, la eficiencia de Carnot $\eta_c = 1 - T_0/T$ representa la fracción de energía de una fuente térmica a temperatura T que puede ser convertida en trabajo (Fig. 8-26). Por ejemplo, sólo 70 por ciento de la energía transferida de una fuente térmica a $T = 1\,000$ K puede convertirse en trabajo en un ambiente a $T_0 = 300$ K.

El calor es una forma de energía desorganizada y sólo una porción de él puede convertirse en trabajo, que es una forma de energía organizada (segunda ley). Siempre es posible producir trabajo a partir del calor a una temperatura superior a la temperatura ambiente, transfiriéndolo a una máquina térmica que rechaza hacia el ambiente el calor de desperdicio. Por consiguiente, la transferencia de calor siempre está acompañada por la transferencia de exergía. La transferencia de calor Q en una ubicación que se encuentra a temperatura termodinámica T siempre está acompañada por la *transferencia de exergía* X_{calor} en la cantidad de

Transferencia de exergía por calor:
$$X_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \qquad \text{(kJ)} \tag{8-24}$$

Esta relación da la transferencia de exergía que acompaña la transferencia de calor de Q siempre que T sea mayor o menor que T_0. Cuando $T > T_0$, la transferencia de calor hacia un sistema aumenta la exergía de éste y la transferencia de calor desde un sistema lo disminuye. Pero lo opuesto se cumple cuando $T < T_0$. En este caso, la transferencia de calor Q es el calor desechado hacia el medio frío (el calor de desperdicio) y no debe confundirse con el suministrado por el ambiente a T_0. La exergía transferida debido al calor es cero cuando $T = T_0$ en el punto de transferencia.

Quizás se pregunte qué pasa cuando $T < T_0$; es decir, ¿qué pasa si tenemos un medio que se halla a una temperatura más baja que el ambiente? En tal caso es concebible hacer funcionar una máquina térmica entre el ambiente y el medio "frío", por lo tanto un medio frío ofrece una oportunidad de producir trabajo. Sin embargo, esta vez el ambiente sirve como la fuente de calor y el medio frío como el sumidero de calor. En este caso la relación anterior proporciona el negativo de la transferencia de exergía asociada con el calor Q transferido al medio frío. Por ejemplo, para $T = 100$ K y la transferencia de calor $Q = 1$ kJ hacia el medio, la ecuación 8-24 da $X_{\text{calor}} = (1 - 300/100)(1\text{ kJ}) = -2$ kJ, lo cual significa que la exergía del medio frío disminuye en 2 kJ. También significa que esta exergía puede recuperarse y que la combinación entre el medio frío y el ambiente tiene el potencial para producir 2 unidades de trabajo por cada unidad de calor desechado hacia el medio frío a 100 K. Es decir, una máquina térmica de Carnot que opera entre $T_0 = 300$ K y $T = 100$ K produce 2 unidades de trabajo mientras desecha 1 unidad de calor por cada 3 unidades de éste que recibe del ambiente.

Cuando $T > T_0$, la exergía y la transferencia de calor están en la misma dirección. Es decir, aumentan el contenido de exergía y energía del medio hacia el que se transfiere el calor. Sin embargo, cuando $T < T_0$ (medio frío), la exergía y la transferencia de calor están en direcciones opuestas. Es decir, la energía del medio frío aumenta como resultado de la transferencia de calor pero la exergía disminuye. Al final la exergía del medio frío se vuelve cero cuando su temperatura alcanza T_0. La ecuación 8-24 también puede verse como *exergía asociada con la energía térmica* Q a la temperatura T.

Cuando la temperatura T en la ubicación donde ocurre la transferencia de calor no es constante, la transferencia de exergía que acompaña a la de calor es determinada mediante la integración

$$X_{\text{calor}} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \tag{8-25}$$

FIGURA 8-26
La eficiencia de Carnot $\eta_c = 1 - T_0/T$ representa la fracción de la energía transferida de una fuente de calor a temperatura T que puede convertirse en trabajo en un ambiente a temperatura T_0.

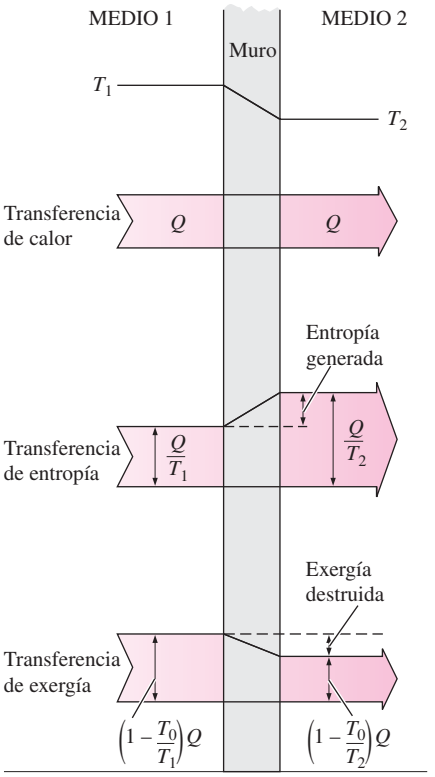


FIGURA 8-27

La transferencia y destrucción de exergía durante un proceso de transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura finita.

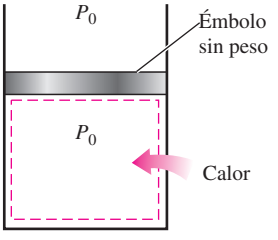


FIGURA 8-28

No hay transferencia de trabajo útil asociado con el trabajo de frontera cuando la presión del sistema se mantiene constante a la presión atmosférica.

Observe que la transferencia de calor debido a una diferencia de temperatura finita es irreversible, y como resultado se genera alguna entropía. La generación de entropía siempre está acompañada por la destrucción de exergía, como se ilustra en la figura 8-27. También note que la *transferencia de calor* Q en una ubicación a temperatura T siempre está acompañada por la *transferencia de entropía* en la cantidad de Q/T, mientras que la *transferencia de exergía* en la cantidad de $(1 - T_0/T)Q$.

Transferencia de exergía por trabajo, *W*

La exergía es el trabajo potencial útil, y la transferencia de exergía por trabajo puede expresarse simplemente como

Transferencia de exergía por trabajo:

$$X_{\text{trabajo}} = \begin{cases} W - W_{\text{alr}} & \text{(para trabajo de frontera)} \\ W & \text{(para otras formas de trabajo)} \end{cases} \tag{8-26}$$

donde $W_{\text{alr}} = P_0(V_2 - V_1)$, P_0 es la presión atmosférica, así como V_1 y V_2 son los volúmenes inicial y final del sistema. Por consiguiente, la transferencia de exergía debida al trabajo, como los trabajos de flecha y eléctrico, es igual al trabajo W mismo. En el caso de un sistema que involucra trabajo de frontera, como un dispositivo de cilindro y émbolo, el trabajo realizado para empujar el aire atmosférico durante la expansión no puede transferirse, por lo tanto debe restarse. Asimismo, durante un proceso de compresión una parte del trabajo está hecho por el aire atmosférico, por lo tanto se necesita proporcionar menos trabajo útil de una fuente externa.

Para clarificar un poco más este punto, considere un cilindro vertical ajustado con un émbolo sin peso y sin fricción (Fig. 8-28). El cilindro está lleno de un gas que se mantiene en todo momento a la presión atmosférica P_0. Después el calor se transfiere al sistema y el gas en el cilindro se expande, lo que produce que el émbolo ascienda y se realice trabajo de frontera. Sin embargo, este trabajo no puede usarse para cualquier propósito útil porque apenas es suficiente para hacer a un lado el aire atmosférico. (Si se conecta el émbolo a una carga externa para extraer algún trabajo útil, la presión en el cilindro tendrá que subir de P_0 para vencer la resistencia ofrecida por la carga.) Cuando el gas se enfría el émbolo desciende, comprimiendo el gas. Nuevamente, no se necesita trabajo de una fuente externa para lograr este proceso de compresión. Así, se concluye que el trabajo realizado por o contra la atmósfera no está disponible para cualquier propósito útil, por lo que debe excluirse del trabajo disponible.

Transferencia de exergía por masa, *m*

La masa contiene *exergía*, así como energía y entropía, y los contenidos de éstas en un sistema son proporcionales a la masa. También, las tasas de transportación de exergía, entropía, y energía hacia dentro o hacia fuera de un sistema son proporcionales al flujo másico. El flujo másico es un mecanismo para transportar exergía, entropía y energía dentro o fuera de un sistema. Cuando una cantidad de masa m entra o sale de un sistema, la acompaña una cantidad de exergía $m\psi$, donde $\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz$, Es decir,

Transferencia de exergía por masa: $$X_{\text{masa}} = m\psi \tag{8-27}$$

Por lo tanto, la exergía de un sistema aumenta en $m\psi$ cuando entra la cantidad de masa m, mientras que disminuye en la misma cantidad cuando la misma cantidad de masa en el mismo estado sale del sistema (Fig. 8-29).

El flujo de exergía asociado con una corriente de fluido cuando las propiedades de éste son variables puede determinarse a partir de la integración de

$$\dot{X}_{\text{masa}} = \int_{A_c} \psi \rho V_n \, dA_c \quad \text{y} \quad X_{\text{masa}} = \int \psi \, \delta m = \int_{\Delta t} \dot{X}_{\text{masa}} \, dt \qquad \textbf{(8-28)}$$

donde A_c es el área de la sección transversal del flujo y V_n es la velocidad local normal a dA_c.

Observe que la transferencia de exergía ocasionada por calor, X_{calor}, es cero para los sistemas adiabáticos, y que la transferencia de exergía por masa, X_{masa}, es cero para los sistemas que no involucran flujo másico a través de su frontera (es decir, sistemas cerrados). La transferencia de exergía total es cero para los sistemas aislados puesto que no involucran transferencia de calor, trabajo o masa.

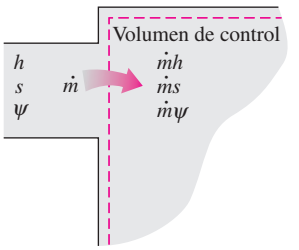


FIGURA 8-29
La masa contiene energía, entropía y exergía, por lo tanto el flujo másico dentro o fuera de un sistema está acompañado por una transferencia de energía, entropía y exergía.

8-6 ▪ PRINCIPIO DE DISMINUCIÓN DE EXERGÍA Y DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA

En el capítulo 2 se presentó el *principio de conservación de la energía* y se indicó que ésta no puede crearse ni destruirse durante un proceso. En el capítulo 7 se estableció el *principio de incremento de entropía*, el cual puede considerarse como uno de los enunciados de la segunda ley, y se indicó que esa entropía puede ser creada pero no destruirse. Es decir, la generación de entropía S_{gen} debe ser positiva (en procesos reales) o cero (en procesos reversibles), pero no puede ser negativa. Ahora estamos a punto de establecer un enunciado alternativo de la segunda ley de la termodinámica, llamado *principio de disminución de exergía*, el cual es la contraparte del principio de incremento de entropía.

TUTORIAL INTERACTIVO
VÉASE TUTORIAL CAP. 8, SECC. 6, EN EL DVD.

Considere un *sistema aislado* como el que se muestra en la figura 8-30. Por definición, ni calor, ni trabajo, ni masa pueden cruzar la frontera de un sistema aislado, por lo tanto no hay transferencia de energía y entropía. Entonces los balances de *energía* y *entropía* para un sistema aislado pueden expresarse como

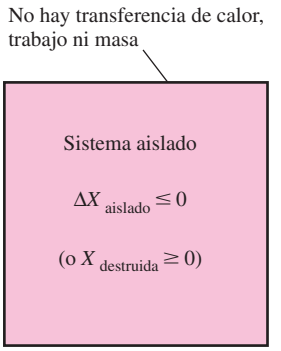


FIGURA 8-30
El sistema aislado considerado en el desarrollo del principio de disminución de exergía.

Balance de energía: $$\cancelto{0}{E_{\text{ent}}} - \cancelto{0}{E_{\text{sal}}} = \Delta E_{\text{sistema}} \rightarrow 0 = E_2 - E_1$$

Balance de entropía: $$\cancelto{0}{S_{\text{ent}}} - \cancelto{0}{S_{\text{sal}}} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} \rightarrow S_{\text{gen}} = S_2 - S_1$$

Al multiplicar la segunda relación por T_0 y restándola de la primera se obtiene

$$-T_0 S_{\text{gen}} = E_2 - E_1 - T_0(S_2 - S_1) \qquad \textbf{(8-29)}$$

De la ecuación 8-17 se obtiene

$$\begin{aligned} X_2 - X_1 &= (E_2 - E_1) + P_0(\cancelto{0}{V_2 - V_1}) - T_0(S_2 - S_1) \qquad \textbf{(8-30)} \\ &= (E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) \end{aligned}$$

dado que $V_2 = V_1$ para un sistema aislado (no puede involucrar ninguna frontera móvil y por ende ningún trabajo de frontera). Al combinar las ecuaciones 8-29 y 8-30 se obtiene

$$-T_0 S_{\text{gen}} = X_2 - X_1 \le 0 \qquad \textbf{(8-31)}$$

dado que T_0 es la temperatura termodinámica del ambiente y por lo tanto una cantidad positiva, $S_{\text{gen}} \ge 0$, y en consecuencia $T_0 S_{\text{gen}} \ge 0$. Entonces, se concluye que

$$\Delta X_{\text{aislado}} = (X_2 - X_1)_{\text{aislado}} \le 0 \qquad \textbf{(8-32)}$$

Esta ecuación puede expresarse como *la exergía de un sistema aislado durante un proceso siempre disminuye o, en el limitado caso de un proceso reversi-*

ble, permanece constante; en otros términos, *nunca* aumenta y la *exergía es destruida* durante un proceso real. Esto se conoce como el **principio de disminución de exergía**. Para un sistema aislado, la disminución de exergía es igual a la exergía destruida.

Destrucción de exergía

Las irreversibilidades como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura finita, la expansión libre, la condensación sin cuasiequilibrio o la expansión, siempre *generan entropía* y cualquier cosa que *genera entropía* siempre *destruye la exergía*. La **exergía destruida** es proporcional a la entropía generada, como puede observarse a partir de la ecuación 8-31, y se expresa como

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} \geq 0 \qquad \textbf{(8-33)}$$

Observe que la exergía destruida es una *cantidad positiva* para cualquier proceso real y que se convierte en *cero* para uno reversible. La exergía destruida representa el trabajo potencial perdido y también se denomina *irreversibilidad* o *trabajo perdido*.

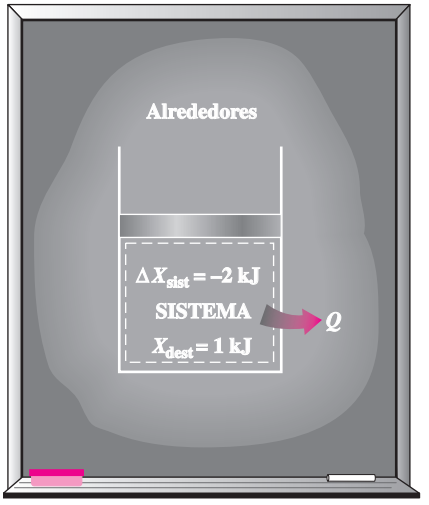


FIGURA 8-31
El cambio de exergía de un sistema puede ser negativo, pero no la destrucción de la exergía.

Las ecuaciones 8-32 y 8-33 para la disminución de exergía y la destrucción de exergía son aplicables a *cualquier clase de sistema* que experimenta *cualquier tipo de proceso*, ya que cualquier sistema y sus alrededores pueden ser envueltos por una frontera arbitraria suficientemente grande a través de la cual no hay transferencia de calor, trabajo y masa, por lo tanto cualquier sistema y sus alrededores constituyen un *sistema aislado*.

Ningún proceso real es verdaderamente reversible, en consecuencia alguna exergía se destruye durante un proceso. Entonces, la exergía del universo que puede ser considerada como un sistema aislado está disminuyendo continuamente. Mientras más irreversible sea un proceso, más grande será la destrucción de exergía durante ese proceso. Durante un proceso reversible no se destruye exergía ($X_{\text{destruida,rev}} = 0$).

El principio de disminución de exergía no implica que la exergía de un sistema no pueda aumentar. El cambio de exergía de un sistema *puede* ser positivo o negativo durante un proceso (Fig. 8-31), pero la exergía destruida no puede ser negativa. El principio de disminución de exergía puede ser resumido como:

$$X_{\text{destruida}} \begin{cases} > 0 & \text{Proceso irreversible} \\ = 0 & \text{Proceso reversible} \\ < 0 & \text{Proceso imposible} \end{cases} \qquad \textbf{(8-34)}$$

Esta relación sirve como un criterio alternativo para determinar si un proceso es reversible, irreversible o imposible.

8-7 ▪ BALANCE DE EXERGÍA: SISTEMAS CERRADOS

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 8, SECC. 7, EN EL DVD.

La naturaleza de la exergía es opuesta a la de la entropía, en la cual la exergía puede *destruirse* pero no puede crearse. Por consiguiente, el *cambio de exergía* de un sistema durante un proceso es menor que la *transferencia de exergía* por una cantidad igual de *exergía destruida* dentro de las fronteras del sistema durante el proceso. Entonces el *principio de disminución de exergía* puede expresarse como (Fig. 8-32)

$$\begin{pmatrix}\text{Exergía}\\ \text{total que}\\ \text{entra}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Exergía}\\ \text{total que}\\ \text{sale}\end{pmatrix} - \begin{pmatrix}\text{Exergía}\\ \text{total}\\ \text{destruida}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}\text{Cambio en}\\ \text{la exergía total}\\ \text{del sistema}\end{pmatrix}$$

o

$$X_{ent} - X_{sal} - X_{destruida} = \Delta X_{sistema} \quad \textbf{(8-35)}$$

Esta relación se conoce como el **balance de exergía** y puede definirse como: *el cambio de exergía de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la transferencia neta de exergía a través de la frontera del sistema y la exergía destruida dentro de las fronteras del sistema como resultado de las irreversibilidades*.

Anteriormente se mencionó que la exergía puede transferirse hacia o desde un sistema por transferencia de calor, trabajo y masa. Entonces el balance de exergía para cualquier sistema que experimenta cualquier proceso puede expresarse más explícitamente como

$$\textit{General:} \quad \underbrace{X_{ent} - X_{sal}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{destruida}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{sistema}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{en exergía}}} \quad (\text{kJ}) \quad \textbf{(8-36)}$$

o en **forma de tasa** como

$$\textit{General, forma de tasa:} \quad \underbrace{\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia}\\ \text{neta de exergía por calor,}\\ \text{trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{X}_{destruida}}_{\substack{\text{Tasa de}\\ \text{destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{dX_{sistema}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio}\\ \text{en exergía}}} \quad (\text{kW}) \quad \textbf{(8-37)}$$

donde las tasas de transferencia de exergía por calor, trabajo y masa se expresan como $\dot{X}_{calor} = (1 - T_0/T)\dot{Q}$, $\dot{X}_{trabajo} = \dot{W}_{útil}$ y $\dot{X}_{masa} = \dot{m}\psi$, respectivamente. El balance de exergía también puede expresarse por unidad de masa como

$$\textit{General, por unidad de masa:} \quad (x_{ent} - x_{sal}) - x_{destruida} = \Delta x_{sistema} \quad (\text{kJ/kg}) \quad \textbf{(8-38)}$$

donde todas las cantidades se expresan por unidad de masa del sistema. Observe que para un *proceso reversible*, el término de destrucción de exergía $X_{destruida}$ desaparece de todas las relaciones anteriores. Asimismo, normalmente es más conveniente encontrar primero la generación de entropía S_{gen} y después evaluar la exergía destruida directamente de la ecuación 8-33; es decir,

$$X_{destruida} = T_0 S_{gen} \quad \text{o} \quad \dot{X}_{destruida} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad \textbf{(8-39)}$$

Cuando las condiciones ambientales P_0 y T_0, así como los estados finales del sistema son especificados, el cambio de exergía del sistema de $\Delta X_{sistema} = X_2 - X_1$ puede ser determinado directamente de la ecuación 8-17 sin tomar en cuenta cómo se ejecuta el proceso. Sin embargo, determinar la transferencia de exergía por calor, trabajo y masa requiere un conocimiento acerca de estas interacciones.

Un *sistema cerrado* no involucra flujo másico, por lo tanto tampoco cualquier transferencia de exergía asociada con el flujo másico. Si se toma la dirección positiva de la transferencia de calor hacia el sistema y la dirección positiva de transferencia de trabajo desde el sistema, el balance de exergía para un sistema cerrado puede expresarse más explícitamente como (Fig. 8-33)

$$\textit{Sistema cerrado:} \quad X_{calor} - X_{trabajo} - X_{destruida} = \Delta X_{sistema} \quad \textbf{(8-40)}$$

o

$$\textit{Sistema cerrado:} \quad \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{gen} = X_2 - X_1 \quad \textbf{(8-41)}$$

donde Q_k es la transferencia de calor a través de la frontera a la temperatura T_k en el lugar k. Si se divide la ecuación anterior por el intervalo de tiempo Δt

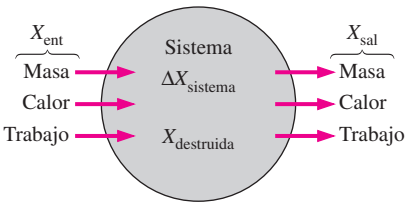


FIGURA 8-32
Mecanismos de transferencia de exergía.

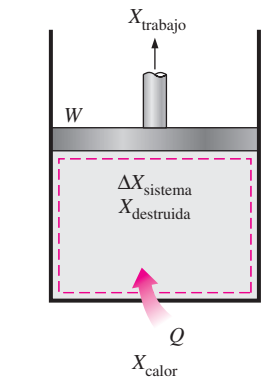


FIGURA 8-33
Balance de exergía para un sistema cerrado cuando la dirección de transferencia de calor se toma hacia el sistema mientras que la de trabajo se toma desde el sistema.

y se toma el límite como $\Delta t \to 0$ se obtiene en *forma de tasa* el balance de exergía para un sistema cerrado,

$$\textit{Forma de tasa:} \quad \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right)\dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{sistema}}}{dt}\right) - T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = \frac{dX_{\text{sistema}}}{dt} \qquad \textbf{(8-42)}$$

Observe que las relaciones anteriores para un sistema cerrado se desarrollan tomando como cantidades positivas tanto la transferencia de calor hacia un sistema como el trabajo realizado por el sistema. Por consiguiente, la transferencia de calor desde el sistema y el trabajo hecho sobre el sistema deben considerarse como cantidades negativas cuando se utilicen estas relaciones.

Las relaciones de balance de exergía presentadas anteriormente pueden usarse para determinar el *trabajo reversible* W_{rev}, igualando a cero el término de destrucción de exergía. El trabajo W en este caso se convierte en trabajo reversible; es decir, $W = W_{\text{rev}}$ cuando $X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} = 0$.

Observe que $X_{\text{destruida}}$ representa solamente la exergía destruida *dentro de la frontera del sistema*, y no la que puede ocurrir fuera de ésta durante el proceso como resultado de irreversibilidades externas. Por lo tanto, un proceso por el que $X_{\text{destruida}} = 0$ es *internamente reversible* pero no necesariamente *totalmente* reversible. La exergía *total* destruida durante un proceso puede ser determinada aplicando el balance de exergía a un *sistema extendido* que incluya al sistema mismo y sus alrededores inmediatos en los cuales podrían estar ocurriendo irreversibilidades externas (Fig. 8-34). Asimismo, en este caso el cambio de exergía es igual a la suma de los cambios de exergía del sistema y el *cambio de exergía* de los alrededores inmediatos. Note que bajo condiciones estables, el estado y por ende la exergía de los ambientes inmediatos (la "zona de intercambio") en cualquier punto no cambia durante el proceso, en consecuencia el cambio de exergía de los alrededores inmediatos es cero. Cuando se evalúa la transferencia de exergía entre un sistema extendido y el ambiente, la temperatura de frontera del sistema extendido se considera simplemente como la temperatura ambiental T_0.

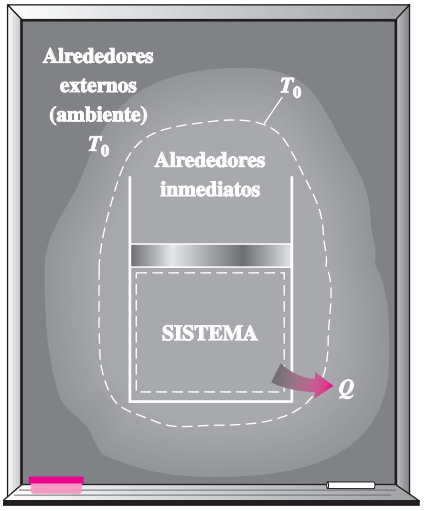


FIGURA 8-34

La exergía destruida fuera de la frontera del sistema puede ser considerada al realizar un balance de exergía sobre el sistema expandido que incluye al sistema y sus alrededores inmediatos.

Para un *proceso reversible*, la *generación de entropía* y por lo tanto la *destrucción de exergía* es *cero*, entonces la relación del balance de exergía en este caso se vuelve análoga a la relación de balance de energía. Es decir, el cambio de exergía del sistema es igual a la transferencia de exergía.

Observe que el *cambio de energía* de un sistema es igual a la *transferencia de energía* para *cualquier* proceso, pero el *cambio de exergía* de un sistema es igual a la *transferencia de exergía* únicamente para un proceso *reversible*. La *cantidad* de energía siempre se conserva durante un proceso real (la primera ley), pero la *calidad* está ligada a su disminución (la segunda ley). Esta disminución en la calidad siempre está acompañada de un incremento en la entropía y una disminución en la exergía. Cuando 10 kJ de calor se transfieren de un medio caliente a otro frío, por ejemplo, todavía se tiene 10 kJ de energía al final del proceso, pero a una temperatura más baja y por lo tanto a una calidad más baja y un menor potencial de trabajo.

EJEMPLO 8-9 Balance general de exergía para sistemas cerrados

Comenzando con los balances de energía y entropía, deduzca la relación general para el balance general de exergía de un sistema cerrado (Ec. 8-41).

Solución Empezando con las relaciones de balance de energía y entropía, se obtendrá una relación general para el balance de exergía de un sistema cerrado.

Análisis Se tiene un sistema cerrado general (una masa fija) que está libre del intercambio de calor y trabajo con sus alrededores (Fig. 8-35). El sistema experimenta un proceso desde el estado 1 hasta el estado 2. Si se toma la dirección positiva de transferencia de calor hacia el sistema y la dirección positiva de la transferencia de trabajo desde el sistema, los balances de energía y entropía para este sistema cerrado se pueden expresar como

Balance de energía: $$E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}} = \Delta E_{\text{sistema}} \rightarrow Q - W = E_2 - E_1$$

Balance de entropía: $$S_{\text{ent}} - S_{\text{sal}} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} \rightarrow \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{frontera}} + S_{\text{gen}} = S_2 - S_1$$

Multiplicando la segunda relación por T_0 y restándola de la primera se obtiene

$$Q - T_0 \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{frontera}} - W - T_0 S_{\text{gen}} = E_2 - E_1 - T_0(S_2 - S_1)$$

Sin embargo, la transferencia de calor para el proceso 1-2 puede expresarse como $Q = \int_1^2 \delta Q$ y el lado derecho de la ecuación anterior es, a partir de la ecuación 8-17 $(X_2 - X_1) - P_0(V_2 - V_1)$. Por lo tanto,

$$\int_1^2 \delta Q - T_0 \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{frontera}} - W - T_0 S_{\text{gen}} = X_2 - X_1 - P_0(V_2 - V_1)$$

Al hacer que T_b denote la temperatura de frontera y reestructurando se obtiene

$$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \delta Q - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 S_{\text{gen}} = X_2 - X_1 \qquad \textbf{(8-43)}$$

la cual es equivalente a la ecuación 8-41 para el balance de exergía, sólo que por conveniencia la integración se reemplaza por la suma en esa ecuación. Esto completa la prueba.

Discusión La relación de balance de exergía anterior se obtiene sumando las relaciones de balance de energía y entropía, por lo tanto no es una ecuación independiente. Sin embargo, puede usarse en el análisis de exergía en lugar de la relación de balance de entropía como una segunda expresión alternativa de la ley.

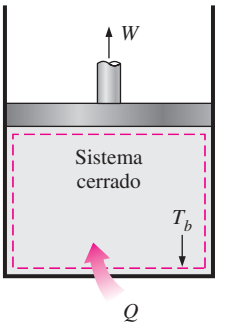


FIGURA 8-35
Sistema cerrado general considerado en el ejemplo 8-9.

EJEMPLO 8-10 Destrucción de exergía durante conducción de calor

Considere la transferencia de calor estable a través del muro de ladrillo de una casa, el cual mide 5 × 6 m con un espesor de 30 cm. La casa se mantiene a 27°C en un día en que la temperatura del exterior es 0°C. Se miden las temperaturas de las superficies interior y exterior del muro en 20°C y 5°C, respectivamente, mientras la tasa de transferencia de calor a través del muro es de 1 035 W. Determine la tasa de destrucción de exergía en el muro y la de destrucción de exergía total asociada con este proceso de transferencia de calor.

Solución Se considera la transferencia estable de calor a través de un muro. Para la tasa de transferencia de calor especificada, las temperaturas de las superficies del muro y las condiciones ambientales, se determinará la tasa de destrucción de exergía dentro del muro y la tasa de destrucción de exergía total.

Suposiciones **1** El proceso es estable, por lo tanto la tasa de transferencia de calor a través del muro es constante. **2** El cambio de exergía del muro es cero

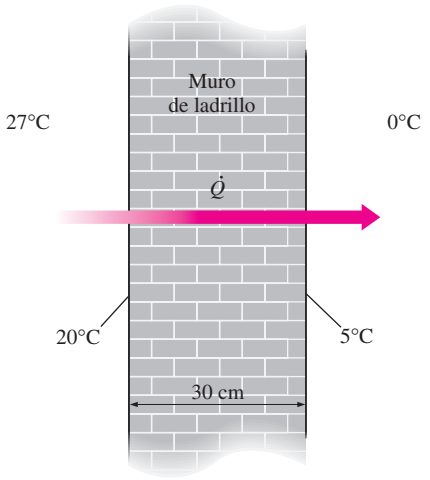


FIGURA 8-36
Esquema para el ejemplo 8-10.

durante este proceso porque el estado y por ende la exergía del muro no cambian en ninguna parte. **3** La transferencia de calor a través del muro es unidimensional.

Análisis Se considera primero al *muro* como el sistema (Fig. 8-36), el cual es *cerrado* porque la masa no cruza su frontera durante el proceso. Se observa que el calor y la exergía entran por un lado del muro y salen por el otro.

Si se aplica al muro la forma de tasa del balance de exergía se obtiene

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de}\\ \text{exergía por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Tasa de destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt}^{0\ \text{(estable)}}_{\substack{\text{Tasa de cambio}\\ \text{de exergía}}} = 0$$

$$\dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_{\text{ent}} - \dot{Q}\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_{\text{sal}} - \dot{X}_{\text{destruida}} = 0$$

$$(1\,035\ \text{W})\left(1 - \frac{273\ \text{K}}{293\ \text{K}}\right) - (1\,035\ \text{W})\left(1 - \frac{273\ \text{K}}{278\ \text{K}}\right) - \dot{X}_{\text{destruida}} = 0$$

Resolviendo, la tasa de destrucción de exergía en el muro se determina como

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = \mathbf{52.0\ W}$$

Observe que la transferencia de exergía a causa de calor en cualquier lugar es $(1 - T_0/T)Q$ en dicho sitio y que la dirección de la transferencia de exergía es igual a la dirección de la transferencia de calor.

Para determinar la tasa de destrucción de exergía total durante este proceso de transferencia de calor, se extiende el sistema para incluir las regiones en ambos lados del muro que experimentan un cambio de temperatura. Entonces un lado de la frontera del sistema se convierte en la temperatura de la habitación mientras el otro en la temperatura exterior. El balance de exergía para este *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) es igual al especificado anteriormente excepto en que las dos temperaturas de frontera son 300 y 273 K, respectivamente, en lugar de 293 y 278 K. Entonces la tasa de destrucción de exergía total es

$$\dot{X}_{\text{destruida,total}} = (1\,035\ \text{W})\left(1 - \frac{273\ \text{K}}{300\ \text{K}}\right) - (1\,035\ \text{W})\left(1 - \frac{273\ \text{K}}{273\ \text{K}}\right) = \mathbf{93.2\ W}$$

La diferencia entre las dos destrucciones de exergía es 41.2 W y representa la exergía destruida en las capas del aire que se hallan en ambos lados del muro. La destrucción de exergía en este caso se debe completamente a la transferencia de calor irreversible debida a una diferencia de temperatura finita.

Discusión Este problema fue resuelto en el capítulo 7 para la generación de entropía. Se podría determinar la exergía destruida simplemente multiplicando las generaciones de entropía por la temperatura ambiente de $T_0 = 273$ K.

EJEMPLO 8-11 Destrucción de exergía durante expansión de vapor

Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 0.05 kg de vapor a 1 MPa y 300°C. El vapor se expande a un estado final de 200 kPa y 150°C, por lo que realiza trabajo. Durante este proceso se estiman pérdidas de calor del sistema hacia los alrededores de 2 kJ. Si se supone que los alrededores están a $T_0 = 25$°C y

$P_0 = 100$ kPa, determine *a*) la exergía del vapor en los estados inicial y final, *b*) el cambio de exergía del vapor, *c*) la exergía destruida, y *d*) la eficiencia de la segunda ley para este proceso.

Solución En un dispositivo de cilindro-émbolo se expande vapor a un estado especificado. Se determinarán las exergías del vapor en los estados inicial y final, el cambio de exergía, la exergía destruida y la eficiencia de la segunda ley para este proceso.

Suposiciones Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se toma el *vapor* contenido dentro del dispositivo de cilindro-émbolo como el sistema (Fig. 8-37), el cual es un *sistema cerrado* porque la masa no cruza su frontera durante el proceso. Se observa que el trabajo de frontera se lleva a cabo por el sistema y el calor se pierde desde el sistema durante el proceso.

a) Primero determinamos las propiedades del vapor en los estados inicial y final, así como el estado de los alrededores:

$$\textit{Estado 1:}\quad \left.\begin{matrix} P_1 = 1\ \text{MPa} \\ T_1 = 300°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} u_1 = 2\,793.7\ \text{kJ/kg} \\ v_1 = 0.25799\ \text{m}^3/\text{kg} \\ s_1 = 7.1246\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

$$\textit{Estado 2:}\quad \left.\begin{matrix} P_2 = 200\ \text{kPa} \\ T_2 = 150°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} u_2 = 2\,577.1\ \text{kJ/kg} \\ v_2 = 0.95986\ \text{m}^3/\text{kg} \\ s_2 = 7.2810\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

$$\textit{Estado muerto:}\quad \left.\begin{matrix} P_0 = 100\ \text{kPa} \\ T_0 = 25°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} u_0 \cong u_{f\,a\,25°\text{C}} = 104.83\ \text{kJ/kg} \\ v_0 \cong v_{f\,a\,25°\text{C}} = 0.00103\ \text{m}^3/\text{kg} \\ s_0 \cong s_{f\,a\,25°\text{C}} = 0.3672\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

Las exergías del sistema en el estado inicial X_1 y final X_2 son determinadas a partir de la ecuación 8-15 como

$$\begin{aligned} X_1 &= m[(u_1 - u_0) - T_0(s_1 - s_0) + P_0(v_1 - v_0)] \\ &= (0.05\ \text{kg})\{(2\,793.7 - 104.83)\ \text{kJ/kg} \\ &\quad - (298\ \text{K})[(7.1246 - 0.3672)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}] \\ &\quad + (100\ \text{kPa})[(0.25799 - 0.00103)\ \text{m}^3/\text{kg}]\}(\text{kJ/kPa}\cdot\text{m}^3) \\ &= \mathbf{35.0\ kJ} \end{aligned}$$

y

$$\begin{aligned} X_2 &= m[(u_2 - u_0) - T_0(s_2 - s_0) + P_0(v_2 - v_0)] \\ &= (0.05\ \text{kg})\{(2\,577.1 - 104.83)\ \text{kJ/kg} \\ &\quad - (298\ \text{K})[(7.2810 - 0.3672)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}] \\ &\quad + (100\ \text{kPa})[(0.95986 - 0.00103)\ \text{m}^3/\text{kg}]\}(\text{kJ/kPa}\cdot\text{m}^3) \\ &= \mathbf{25.4\ kJ} \end{aligned}$$

Es decir, inicialmente el vapor tiene un contenido de exergía de 35 kJ que se reduce a 25.4 kJ al final del proceso. En otras palabras, si el vapor experimentara un proceso reversible del estado inicial al estado del ambiente, produciría 35 kJ de trabajo útil.

b) El cambio de exergía para un proceso simplemente es la diferencia entre la exergía en los estados inicial y final del proceso,

$$\Delta X = X_2 - X_1 = 25.4 - 35.0 = \mathbf{-9.6\ kJ}$$

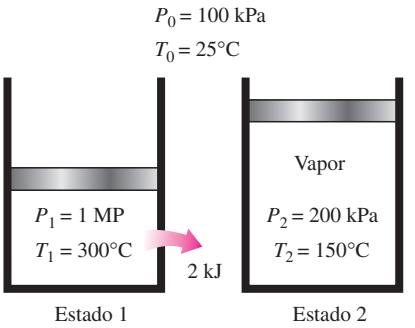


FIGURA 8-37
Esquema para el ejemplo 8-11.

Es decir, si el proceso entre los estados 1 y 2 se ejecutara de forma reversible, el sistema entregaría 9.6 kJ de trabajo útil.

c) La exergía total destruida durante este proceso puede determinarse del balance de exergía aplicado en el *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0 (por lo que no hay transferencia de exergía que acompañe a la de calor hacia o desde el ambiente),

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{en exergía}}}$$

$$-X_{\text{trabajo,sal}} - \overbrace{X_{\text{calor,sal}}}^{\nearrow 0} - X_{\text{destruida}} = X_2 - X_1$$

$$X_{\text{destruida}} = X_1 - X_2 - W_{u,\text{sal}}$$

donde $W_{u,\text{salida}}$ es el trabajo de frontera útil entregado mientras el sistema se expande. Al escribir un balance de energía en el sistema, el trabajo de frontera total hecho durante el proceso se determina como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$-Q_{\text{sal}} - W_{b,\text{sal}} = \Delta U$$

$$W_{b,\text{sal}} = -Q_{\text{sal}} - \Delta U = -Q_{\text{sal}} - m(u_2 - u_1)$$

$$= -(2\ \text{kJ}) - (0.05\ \text{kg})(2\,577.1 - 2\,793.7)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 8.8\ \text{kJ}$$

Éste es el trabajo de frontera total hecho por el sistema, incluido el trabajo hecho contra la atmósfera durante el proceso de expansión para empujar el aire atmosférico fuera del camino. El trabajo útil es la diferencia entre ambos:

$$W_u = W - W_{\text{alr}} = W_{b,\text{sal}} - P_0(V_2 - V_1) = W_{b,\text{sal}} - P_0 m(v_2 - v_1)$$

$$= 8.8\ \text{kJ} - (100\ \text{kPa})(0.05\ \text{kg})[(0.9599 - 0.25799)\ \text{m}^3/\text{kg}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 5.3\ \text{kJ}$$

Sustituyendo, la exergía destruida se determina como

$$X_{\text{destruida}} = X_1 - X_2 - W_{u,\text{sal}} = 35.0 - 25.4 - 5.3 = \mathbf{4.3\ kJ}$$

Es decir, 4.3 kJ de potencial de trabajo se desperdicia durante este proceso. En otros términos, *podrían* convertirse en trabajo 4.3 kJ adicionales de energía durante este proceso, pero no fue así.

También es posible determinar la exergía destruida a partir de

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} = T_0\left[m(s_2 - s_1) + \frac{Q_{\text{alr}}}{T_0}\right]$$

$$= (298\ \text{K})\left\{(0.05\ \text{kg})[(7.2810 - 7.1246)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}] + \frac{2\ \text{kJ}}{298\ \text{K}}\right\}$$

$$= 4.3\ \text{kJ}$$

que es el mismo resultado obtenido antes.

d) Al observar que la disminución en la exergía del vapor es la exergía suministrada, y que la salida de trabajo útil es la recuperada, la eficiencia de la segunda ley para este proceso puede determinarse a partir de

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = \frac{W_u}{X_1 - X_2} = \frac{5.3}{35.0 - 25.4} = \mathbf{0.552 \text{ o } 55.2\%}$$

Es decir, 44.8 por ciento del potencial de trabajo del vapor se desperdicia durante este proceso.

EJEMPLO 8-12 Exergía destruida durante la agitación de un gas

Un recipiente rígido aislado contiene 2 lbm de aire a 20 psia y 70°F. Una hélice dentro del recipiente se hace girar por una fuente de potencia externa hasta que la temperatura en el recipiente sube a 130°F (Fig. 8-38). Si el aire de los alrededores está a $T_0 = 70°F$, determine *a*) la exergía destruida y *b*) el trabajo reversible para este proceso.

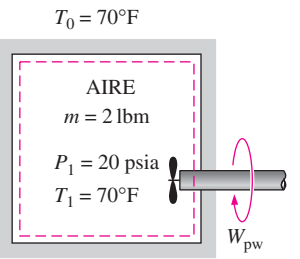


FIGURA 8-38
Esquema para el ejemplo 8-12.

Solución En un recipiente rígido adiabático se calentará aire al girar una hélice. Se determinará la exergía destruida y el trabajo reversible para este proceso.

Suposiciones **1** El aire en condiciones aproximadas a las atmosféricas puede considerarse como un gas ideal con calores específicos constantes a la temperatura ambiente. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **3** El volumen de un recipiente rígido es constante, por lo tanto no hay trabajo de frontera. **4** El recipiente está bien aislado y por lo tanto no hay transferencia de calor.

Análisis Se toma el *aire* contenido dentro del recipiente como el sistema, el cual es *cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que el trabajo de eje es llevado a cabo sobre el sistema.

a) La exergía destruida durante un proceso puede determinarse de un balance de exergía o directamente de $X_{destruida} = T_0 S_{gen}$. Se empleará el segundo enfoque, ya que normalmente es más fácil; pero primero se determinará, a partir de un balance de entropía, la entropía generada,

$$\underbrace{S_{ent} - S_{sal}}_{\substack{\text{Transferencia neta de entropía} \\ \text{por calor y masa}}} + \underbrace{S_{gen}}_{\substack{\text{Generación} \\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{sistema}}_{\substack{\text{Cambio} \\ \text{de entropía}}}$$

$$0 + S_{gen} = \Delta S_{sistema} = m\left(c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{V_2}{V_1} \nearrow^{0} \right)$$

$$S_{gen} = mc_v \ln \frac{T_2}{T_1}$$

Tomando $c_v = 0.172$ Btu/lbm · °F y sustituyendo, la exergía destruida se vuelve

$$X_{destruida} = T_0 S_{gen} = T_0 mc_v \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$= (530 \text{ R})(2 \text{ lbm})(0.172 \text{ Btu/lbm} \cdot °\text{F}) \ln \frac{590 \text{ R}}{530 \text{ R}}$$

$$= \mathbf{19.6 \text{ Btu}}$$

b) El trabajo reversible que en este caso representa la entrada mínima de trabajo $W_{rev,entrada}$ se puede determinar del balance de exergía igualando a cero la destrucción de exergía,

$$\underbrace{X_{ent} - X_{sal}}_{\substack{\text{Transferencia de exergía neta}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{destruida}^{\nearrow 0\ (reversible)}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{sistema}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{en exergía}}}$$

$$\begin{aligned} W_{rev,ent} &= X_2 - X_1 \\ &= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1)^{\nearrow 0} - T_0(S_2 - S_1) \\ &= (U_2 - U_1) - T_0(S_2 - S_1) \end{aligned}$$

ya que $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $V_2 = V_1$. Observando que $T_0(S_2 - S_1) = T_0\,\Delta S_{sistema} = 19.6$ Btu, el trabajo reversible se convierte en

$$\begin{aligned} W_{rev,ent} &= mc_v(T_2 - T_1) - T_0(S_2 - S_1) \\ &= (2\text{ lbm})(0.172\text{ Btu/lbm}\cdot{}^\circ\text{F})(130 - 70)^\circ\text{F} - 19.6\text{ Btu} \\ &= (20.6 - 19.6)\text{ Btu} \\ &= \mathbf{1.0\ Btu} \end{aligned}$$

Por consiguiente, una entrada de trabajo de sólo 1.0 Btu sería suficiente para lograr este proceso (elevar la temperatura del aire en el recipiente de 70 a 130°F) si todas las irreversibilidades se eliminaran.

Explicación La solución está completa en este punto, sin embargo, para ganar alguna visión física, se planteará una fase para una discusión. Primero se determina el trabajo real (el trabajo de la hélice $W_{hélice}$) realizado durante este proceso. Entonces, al aplicar el balance de energía sobre el sistema,

$$\underbrace{E_{ent} - E_{sal}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{sistema}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$W_{hélice,entrada} = \Delta U = 20.6\text{ Btu} \qquad [\text{del apartado } b)]$$

ya que el sistema es adiabático ($Q = 0$) y no involucra frontera móvil ($W_b = 0$).

Para analizar la información en perspectiva, 20.6 Btu de trabajo se consumen durante el proceso, 19.6 Btu de exergía se destruye y la entrada de trabajo reversible para el proceso es 1.0 Btu. ¿Qué significa todo esto? Simplemente que es posible crear el mismo efecto en el sistema cerrado (elevando su temperatura a 130°F a volumen constante) con sólo consumir 1.0 Btu de trabajo en lugar de 20.6 Btu, con lo cual se ahorran 19.6 Btu de trabajo que se desperdiciaría. Esto se cumpliría por medio de una bomba de calor reversible.

Para demostrar lo anterior, considere una bomba de calor de Carnot que absorbe el calor de los alrededores a $T_0 = 530$ R y lo transfiere hacia el aire en el recipiente rígido hasta que la temperatura del aire T se eleve de 530 a 590 R, como se muestra en la Fig. 8-39. El sistema no incluye interacciones de trabajo directo en este caso, por lo que el calor suministrado al sistema puede expresarse en forma diferencial como

$$\delta Q_H = dU = mc_v\,dT$$

El coeficiente de desempeño de una bomba de calor reversible está dado por

$$\text{COP}_{HP} = \frac{\delta Q_H}{\delta W_{neto,ent}} = \frac{1}{1 - T_0/T}$$

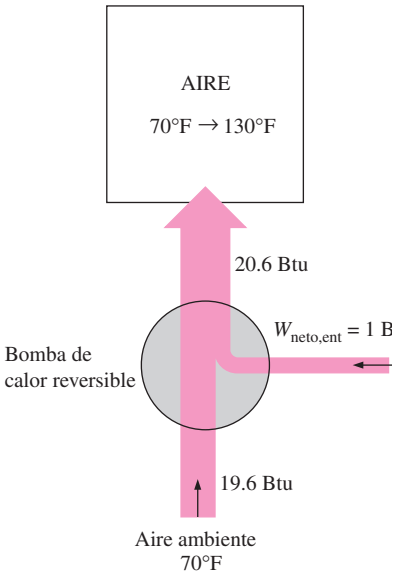


FIGURA 8-39
El mismo efecto sobre el sistema puede lograrse por una bomba de calor reversible que consume sólo 1 Btu de trabajo.

Así,

$$\delta W_{\text{neto,ent}} = \frac{\delta Q_H}{\text{COP}_{\text{HP}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) mc_v\, dT$$

Integrando, se obtiene

$$\begin{aligned} W_{\text{neto,ent}} &= \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) mc_v\, dT \\ &= mc_{v,\text{prom}}(T_2 - T_1) - T_0\, mc_{v,\text{prom}} \ln \frac{T_2}{T_1} \\ &= (20.6 - 19.6)\ \text{Btu} = 1.0\ \text{Btu} \end{aligned}$$

El primer término del lado derecho de la última expresión se reconoce como ΔU, mientras que el segundo como la exergía destruida cuyos valores fueron determinados anteriormente. Al sustituir esos valores, se determina que la entrada de trabajo total a la bomba de calor es 1.0 Btu, con lo cual se demuestra la afirmación. Observe que el sistema todavía es suministrado con 20.6 Btu de energía; todo lo que se hizo en este último caso fue remplazar los 19.6 Btu de trabajo valioso por una cantidad igual de "energía inútil" capturada de los alrededores.

Explicación También vale la pena mencionar que la exergía del sistema como resultado de los 20.6 Btu de trabajo de la hélice realizado sobre ésta sólo aumentó por 1.0 Btu, es decir, por la cantidad de trabajo reversible. En otros términos, si el sistema regresara a su estado inicial, produciría a lo sumo 1.0 Btu de trabajo.

EJEMPLO 8-13 Inmersión de un bloque de hierro caliente en agua

Un bloque de 5 kg que se halla inicialmente a 350°C es enfriado rápidamente en un recipiente aislado que contiene 100 kg de agua a 30°C (Fig. 8-40). Suponiendo que el agua evaporada durante el proceso se condensa de nuevo en el recipiente y que los alrededores están a 20°C y 100 kPa, determine *a)* la temperatura de equilibrio final, *b)* la exergía del sistema combinado en los estados inicial y final, y *c)* el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso.

Solución Un bloque de hierro caliente se enfría rápidamente por medio del agua en un recipiente aislado. Se determinará la temperatura de equilibrio final, las exergías inicial y final y el potencial de trabajo desperdiciado.

Suposiciones **1** Tanto el agua como el bloque de hierro son sustancias incompresibles. **2** Pueden usarse calores específicos constantes a la temperatura ambiente para el agua y el hierro. **3** El sistema es estacionario, por lo tanto los cambios de energía cinética y potencial son cero, $\Delta\text{KE} = \Delta\text{PE} = 0$. **4** No están involucrados trabajos eléctrico, de flecha ni de otro tipo. **5** El sistema está bien aislado, por lo tanto no hay transferencia de calor.

Análisis Se considera a todo el contenido del recipiente, *agua + bloque de hierro*, como el sistema, el cual es *cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que el volumen del recipiente rígido es constante, entonces no hay trabajo de frontera.

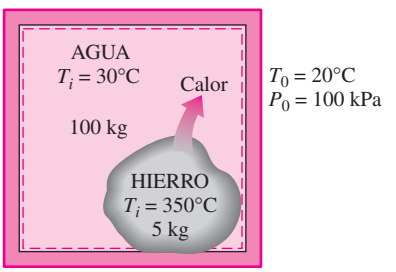


FIGURA 8-40
Esquema para el ejemplo 8-13.

a) Se advierte que no entra o sale energía del sistema durante el proceso; entonces la aplicación del balance de energía da

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$0 = \Delta U$$
$$0 = (\Delta U)_{\text{hierro}} + (\Delta U)_{\text{agua}}$$
$$0 = [mc(T_f - T_i)]_{\text{hierro}} + [mc(T_f - T_i)]_{\text{agua}}$$

Si se usa el valor de calor específico tanto del agua como del hierro a la temperatura ambiente (de la tabla A-3), la temperatura de equilibrio final T_f se vuelve

$$0 = (5\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/kg}\cdot°\text{C})(T_f - 350°\text{C}) + (100\ \text{kg})(4.18\ \text{kJ/kg}\cdot°\text{C})(T_f - 30°\text{C})$$

la cual produce

$$T_f = \mathbf{31.7°C}$$

b) La exergía X es una propiedad extensiva y la exergía de un sistema compuesto que está en un estado especificado es la suma de exergías de los componentes de ese sistema en dicho estado; la cual se determina de la ecuación 8-15, que para una sustancia incompresible se reduce a

$$X = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0\overbrace{(V - V_0)}^{\to 0}$$
$$= mc(T - T_0) - T_0 mc \ln\frac{T}{T_0} + 0$$
$$= mc\left(T - T_0 - T_0 \ln\frac{T}{T_0}\right)$$

donde T es la temperatura en el estado especificado y T_0 es la temperatura de los alrededores. En el estado inicial,

$$X_{1,\text{hierro}} = (5\ \text{kg})(0.45\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})\left[(623 - 293)\ \text{K} - (293\ \text{K})\ln\frac{623\ \text{K}}{293\ \text{K}}\right]$$
$$= 245.2\ \text{kJ}$$
$$X_{1,\text{agua}} = (100\ \text{kg})(4.18\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})\left[(303 - 293)\ \text{K} - (293\ \text{K})\ln\frac{303\ \text{K}}{293\ \text{K}}\right]$$
$$= 69.8\ \text{kJ}$$
$$X_{1,\text{total}} = X_{1,\text{hierro}} + X_{1,\text{agua}} = (245.2 + 69.8)\text{kJ} = \mathbf{315\ kJ}$$

De manera similar, la exergía total en el estado final es

$$X_{2,\text{hierro}} = 0.5\ \text{kJ}$$
$$X_{2,\text{agua}} = 95.1\ \text{kJ}$$
$$X_{2,\text{total}} = X_{2,\text{hierro}} + X_{2,\text{agua}} = 0.5 + 95.1 = \mathbf{95.6\ kJ}$$

Es decir, la exergía del sistema combinado (agua + hierro) disminuye de 315 a 95.6 kJ como resultado de este proceso irreversible de transferencia de calor.

c) El potencial de trabajo desperdiciado es equivalente a la exergía destruida, la cual puede determinarse de $X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}}$ o con la realización de un balance de exergía en el sistema. En este caso, el segundo enfoque es más conveniente porque las exergías inicial y final del sistema ya han sido evaluadas.

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{en exergía}}}$$

$$0 - X_{\text{destruida}} = X_2 - X_1$$

$$X_{\text{destruida}} = X_1 - X_2 = 315 - 95.6 = \mathbf{219.4\ kJ}$$

Explicación Observe que podrían producirse 219.4 kJ de trabajo cuando el hierro se enfría de 350 a 31.7°C y el agua se calienta de 30 a 31.7°C, pero no fue así.

EJEMPLO 8-14 Destrucción de exergía durante la transferencia de calor a un gas

Un dispositivo de cilindro-émbolo sin fricción, como el que se muestra en la figura 8-41, contiene inicialmente 0.01 m^3 de gas argón a 400 K y 350 kPa. Después se transfiere calor al argón desde un horno a 1 200 K con lo que éste se expande isotérmicamente hasta que su volumen se duplica. Ninguna transferencia de calor ocurre entre el argón y el aire atmosférico de los alrededores que está a $T_0 = 300$ K y $P_0 = 100$ kPa. Determine *a*) la salida de trabajo útil, *b*) la exergía destruida y *c)* el trabajo reversible para este proceso.

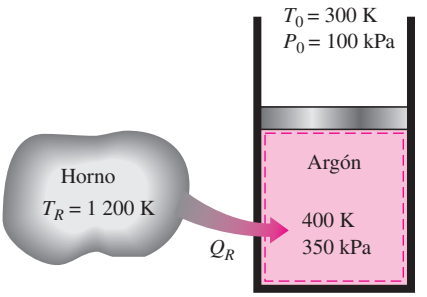


FIGURA 8-41
Esquema para el ejemplo 8-14.

Solución En un dispositivo de cilindro-émbolo se expande isotérmicamente gas argón como resultado de la transferencia de calor desde un horno. Se determinará la salida de trabajo útil, la exergía destruida y el trabajo reversible.

Suposiciones **1** El argón en las condiciones especificadas puede considerarse como un gas ideal porque está por encima de su temperatura crítica de 151 K. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se toma al gas *argón* contenido dentro del dispositivo de cilindro-émbolo como el sistema, el cual es *cerrado* porque ninguna masa cruza su frontera durante el proceso. Se advierte que el calor se transfiere al sistema desde una fuente a 1 200 K, pero no hay intercambio de calor con el ambiente, el cual se halla a 300 K. Asimismo, la temperatura del sistema permanece constante durante el proceso de expansión y su volumen se duplica, es decir, $T_2 = T_1$ y $V_2 = 2V_1$.

a) La única interacción de trabajo involucrada durante este proceso isotérmico es el trabajo de frontera de cuasiequilibrio que se determina a partir de

$$W = W_b = \int_1^2 P\,dV = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = (350\ \text{kPa})(0.01\ \text{m}^3) \ln \frac{0.02\ \text{m}^3}{0.01\ \text{m}^3}$$

$$= 2.43\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3 = 2.43\ \text{kJ}$$

Éste es el trabajo de frontera total efectuado por el gas argón; parte del cual se efectúa contra la presión atmosférica P_0 para empujar el aire fuera del camino, por lo que no puede usarse para cualquier propósito útil y que es determinado a partir de la ecuación 8-3:

$$W_{\text{alr}} = P_0(V_2 - V_1) = (100\ \text{kPa})[(0.02 - 0.01)\ \text{m}^3]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3}\right) = 1\ \text{kJ}$$

El trabajo útil es la diferencia entre estos dos trabajos:

$$W_u = W - W_{\text{alr}} = 2.43 - 1 = \mathbf{1.43\ kJ}$$

Es decir, 1.43 kJ del trabajo efectuado está disponible para crear un efecto útil, como rotar un eje.

También, la transferencia de calor del horno hacia el sistema se determina a partir de un balance de energía sobre el sistema como

$$\underbrace{E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio de energías interna,}\\ \text{cinética, potencial, etcétera}}}$$

$$Q_{\text{ent}} - W_{b,\text{sal}} = \Delta U = mc_V \Delta T \overset{\nearrow 0}{} = 0$$

$$Q_{\text{ent}} = W_{b,\text{sal}} = 2.43\ \text{kJ}$$

b) Es posible determinar la exergía destruida durante un proceso a partir de un balance de exergía, o directamente de $X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}}$. Aquí se empleará el segundo enfoque porque normalmente es más fácil, pero antes se determinará la generación de entropía aplicando un balance de entropía sobre un *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) que incluye la zona de gradiente de temperatura entre el cilindro y el horno de manera que la temperatura en la frontera donde la transferencia ocurra es $T_R = 1\ 200$ K. Así, se incluye la generación de entropía asociada con la transferencia de calor. Asimismo, el cambio de entropía del gas argón puede determinarse de Q/T_{sis} dado que su temperatura permanece constante.

$$\underbrace{S_{\text{ent}} - S_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de entropía}\\ \text{por calor y masa}}} + \underbrace{S_{\text{gen}}}_{\substack{\text{Generación}\\ \text{de entropía}}} = \underbrace{\Delta S_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{de entropía}}}$$

$$\frac{Q}{T_R} + S_{\text{gen}} = \Delta S_{\text{sistema}} = \frac{Q}{T_{\text{sis}}}$$

Por consiguiente,

$$S_{\text{gen}} = \frac{Q}{T_{\text{sis}}} - \frac{Q}{T_R} = \frac{2.43\ \text{kJ}}{400\ \text{K}} - \frac{2.43\ \text{kJ}}{1\ 200\ \text{K}} = 0.00405\ \text{kJ}$$

y

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} = (300\ \text{K})(0.00405\ \text{kJ/K}) = \mathbf{1.22\ kJ/K}$$

c) El trabajo reversible que representa el máximo trabajo útil posible de producir, $W_{\text{rev,salida}}$, puede determinarse del balance de exergía igualando a cero la destrucción de exergía

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}} \overset{\nearrow 0\ \text{(reversible)}}{}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{en exergía}}}$$

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) Q - W_{\text{rev,sal}} = X_2 - X_1$$

$$= (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1)$$

$$= 0 + W_{\text{alr}} - T_0 \frac{Q}{T_{\text{sis}}}$$

puesto que $\Delta EC = \Delta EP = 0$ y $\Delta U = 0$ (el cambio en la energía interna de un gas ideal es cero durante un proceso isotérmico), y $\Delta S_{sis} = Q/T_{sis}$ para procesos isotérmicos en ausencia de cualquier irreversibilidad. Entonces,

$$\begin{aligned} W_{rev,sal} &= T_0 \frac{Q}{T_{sis}} - W_{alr} + \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) Q \\ &= (300\ \text{K}) \frac{2.43\ \text{kJ}}{400\ \text{K}} - (1\ \text{kJ}) + \left(1 - \frac{300\ \text{K}}{1\,200\ \text{K}}\right)(2.43\ \text{kJ}) \\ &= \mathbf{2.65\ kJ} \end{aligned}$$

Por consiguiente, la salida de trabajo útil sería 2.65 kJ en lugar de 1.43 kJ si el proceso se ejecutara de una manera totalmente reversible.

Planteamiento alternativo El trabajo reversible también podría determinarse si se aplican solamente los elementos esenciales, sin acudir al balance de exergía. Esto se hace remplazando las porciones irreversibles del proceso por otras reversibles que producen el mismo efecto en el sistema. La salida de trabajo útil de este proceso idealizado (entre los estados extremos reales) es el trabajo reversible.

La única irreversibilidad que el proceso real incluye es la transferencia de calor entre el sistema y el horno a través de una diferencia de temperatura finita. Esta irreversibilidad puede ser eliminada operando una máquina térmica reversible entre el horno a 1 200 K y los alrededores a 300 K. Cuando se suministran 2.43 kJ de calor a esta máquina térmica, produce una salida de trabajo de

$$W_{MT} = \eta_{rev} Q_H = \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right) Q_H = \left(1 - \frac{300\ \text{K}}{1\,200\ \text{K}}\right)(2.43\ \text{kJ}) = 1.82\ \text{kJ}$$

Los 2.43 kJ de calor transferidos al sistema desde la fuente se extraen ahora del aire de los alrededores a 300 K mediante una bomba de calor reversible que requiere una entrada de trabajo de

$$W_{BC,ent} = \frac{Q_H}{COP_{BC}} = \left[\frac{Q_H}{T_H/(T_H - T_L)}\right]_{BC} = \frac{2.43\ \text{kJ}}{(400\ \text{K})/[(400 - 300)\ \text{K}]} = 0.61\ \text{kJ}$$

Entonces, la salida de trabajo neto de este proceso reversible (es decir, el trabajo reversible) se vuelve

$$W_{rev} = W_u + W_{MT} - W_{BC,ent} = 1.43 + 1.82 - 0.61 = 2.64\ \text{kJ}$$

el cual es prácticamente idéntico al resultado anteriormente obtenido. Asimismo, la exergía destruida es la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil, y se determina a partir de

$$X_{destruida} = W_{rev,sal} - W_{u,sal} = 2.65 - 1.43 = 1.22\ \text{kJ}$$

lo cual es idéntico al resultado obtenido antes.

8-8 ▪ BALANCE DE EXERGÍA: VOLÚMENES DE CONTROL

Las relaciones de balance de exergía para los volúmenes de control difieren de aquellas para los sistemas cerrados en los que se involucra un mecanismo más de transferencia de exergía: el *flujo másico a través de las fronteras*. Como se mencionó antes, la masa posee exergía así como energía y entropía, y las cantidades de estas tres propiedades extensivas son proporcionales a la cantidad de masa (Fig. 8-42). Tomando nuevamente la dirección positiva de

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 8, SECC. 8, EN EL DVD.

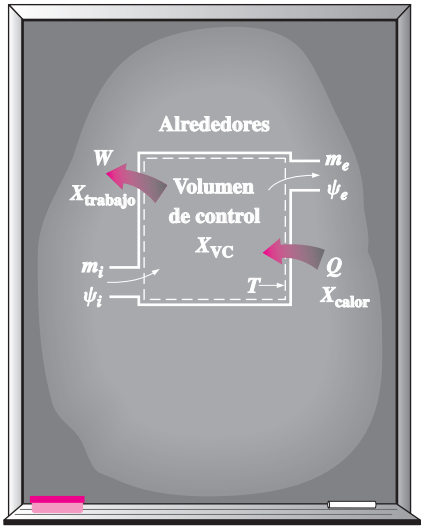


FIGURA 8-42
La exergía se transfiere hacia fuera o hacia dentro de un volumen de control mediante la masa, así como por la transferencia de calor y de trabajo.

la transferencia de calor hacia el sistema y la dirección positiva de la transferencia de trabajo desde el sistema, las relaciones generales de balance de exergía (ecuaciones 8-36 y 8-37) pueden expresarse más explícitamente para un volumen de control como

$$X_{\text{calor}} - X_{\text{trabajo}} + X_{\text{masa,entrada}} - X_{\text{masa,salida}} - X_{\text{destruida}} = (X_2 - X_1)_{\text{VC}} \qquad \textbf{(8-44)}$$

o

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(\forall_2 - \forall_1)] + \sum_{\text{ent}} m\psi - \sum_{\text{sal}} m\psi - X_{\text{destruida}} = (X_2 - X_1)_{\text{VC}} \qquad \textbf{(8-45)}$$

También puede expresarse en la **forma de tasa** como

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{d\forall_{\text{VC}}}{dt}\right) + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sal}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruida}} = \frac{dX_{\text{VC}}}{dt} \qquad \textbf{(8-46)}$$

La relación anterior de balance de exergía puede enunciarse como: *la tasa de cambio de la exergía dentro del volumen de control durante un proceso es igual a la tasa neta de transferencia de exergía a través de la frontera del volumen de control por calor, trabajo y flujo másico menos la tasa de destrucción de exergía dentro de la frontera del volumen de control.*

Cuando los estados inicial y final del volumen de control están especificados, el cambio de exergía del volumen de control es $X_2 - X_1 = m_2\phi_2 - m_1\phi_1$.

Balance de exergía para sistemas de flujo estable

La mayoría de los volúmenes de control encontrados en la práctica, como turbinas, compresores, toberas, difusores, intercambiadores de calor, tuberías y ductos operan en forma estable, por lo tanto no experimentan cambio en sus contenidos de masa, energía, entropía y exergía, así como en sus volúmenes. Por consiguiente, $d\forall_{\text{VC}}/dt = 0$ y $dX_{\text{VC}}/dt = 0$ para tales sistemas, y la cantidad de exergía que entra en un sistema de flujo estable en todas las formas (calor, trabajo, transferencia de masa) debe ser igual a la cantidad de exergía que sale más la exergía destruida. Entonces la forma de tasa del balance general de exergía (Ec. 8-46) para un **proceso de flujo estable** se reduce a (Fig. 8-43)

$$\textit{Flujo estable:} \quad \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sal}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruida}} = 0 \qquad \textbf{(8-47)}$$

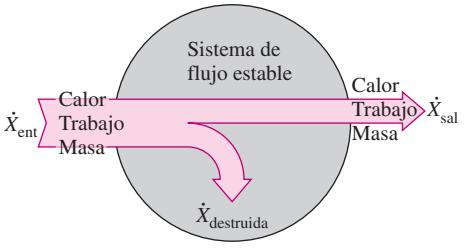


FIGURA 8-43
La transferencia de exergía a un sistema de flujo estable es igual a la transferencia de exergía desde éste más la destrucción de exergía dentro del sistema.

Para un dispositivo de flujo estable y *una sola corriente* (una entrada, una salida), la relación anterior se reduce aún más a

$$\textit{Corriente única:} \quad \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) - \dot{X}_{\text{destruida}} = 0 \qquad \textbf{(8-48)}$$

donde los subíndices 1 y 2 representan los estados de entrada y salida, $\dot{m}$ es el flujo másico, y el cambio en la exergía de flujo está dado por la ecuación 8-23 como

$$\psi_1 - \psi_2 = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$$

Dividiendo la ecuación 8-48 entre $\dot{m}$ se obtiene el balance de exergía por *unidad de masa*,

$$\textit{Por unidad de masa:} \quad \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) q_k - w + (\psi_1 - \psi_2) - x_{\text{destruida}} = 0 \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(8-49)}$$

donde $q = \dot{Q}/\dot{m}$ y $w = \dot{W}/\dot{m}$ son la transferencia de calor y el trabajo realizado por unidad de masa del fluido de trabajo, respectivamente.

Para el caso de un dispositivo de una sola corriente *adiabático* sin interacciones de trabajo, la relación del balance de exergía se simplifica aún más a $\dot{X}_{\text{destruida}} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2)$, lo cual indica que la exergía específica del fluido debe disminuir mientras fluye a través de un dispositivo adiabático sin trabajo o permanecer igual ($\psi_2 = \psi_1$) en el limitado caso de un proceso reversible sin tomar en cuenta los cambios en otras propiedades del fluido.

Trabajo reversible, W_{rev}

Las relaciones de balance de exergía presentadas anteriormente pueden usarse para determinar el trabajo reversible W_{rev} si se iguala a cero la exergía destruida. En ese caso el trabajo W se vuelve trabajo reversible. Es decir,

$$\textit{General:} \qquad W = W_{\text{rev}} \quad \text{cuando } X_{\text{destruida}} = 0 \qquad \textbf{(8-50)}$$

Por ejemplo, la potencia reversible para un dispositivo de flujo estable de una sola corriente se determina a partir de la ecuación 8-48,

$$\textit{Corriente única:} \quad \dot{W}_{\text{rev}} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k \qquad \text{(kW)} \qquad \textbf{(8-51)}$$

la cual se reduce para un dispositivo adiabático a

$$\textit{Adiabático, corriente única:} \qquad \dot{W}_{\text{rev}} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) \qquad \textbf{(8-52)}$$

Observe que la exergía destruida es cero solamente para un proceso reversible, por lo que el trabajo reversible representa la salida de trabajo máximo para los dispositivos productores de trabajo, como las turbinas, y la entrada mínima de trabajo para dispositivos consumidores de trabajo, como los compresores.

Eficiencia de la segunda ley para dispositivos de flujo estable, η_{II}

La *eficiencia de la segunda ley* de varios dispositivos de flujo estable se puede determinar a partir de su definición general, η_{II} = (Energía recuperada)/(Exergía suministrada). Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, la eficiencia de la segunda ley de una turbina adiabática puede determinarse a partir de

$$\eta_{\text{II,turb}} = \frac{w}{w_{\text{rev}}} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} \quad \text{o} \quad \eta_{\text{II,turb}} = 1 - \frac{T_0 s_{\text{gen}}}{\psi_1 - \psi_2} \qquad \textbf{(8-53)}$$

donde $s_{\text{gen}} = s_2 - s_1$. Para un *compresor adiabático* con energías cinética y potencial insignificantes, la eficiencia de la segunda ley se vuelve

$$\eta_{\text{II,comp}} = \frac{w_{\text{rev,ent}}}{w_{\text{ent}}} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1} \quad \text{o} \quad \eta_{\text{II,comp}} = 1 - \frac{T_0 s_{\text{gen}}}{h_2 - h_1} \qquad \textbf{(8-54)}$$

donde de nuevo $s_{\text{gen}} = s_2 - s_1$.

Para un *intercambiador de calor* adiabático con dos corrientes de fluido que no se mezclan (Fig. 8-44), la exergía suministrada es la disminución en la exergía de la corriente caliente, mientras que la exergía recuperada es el au-

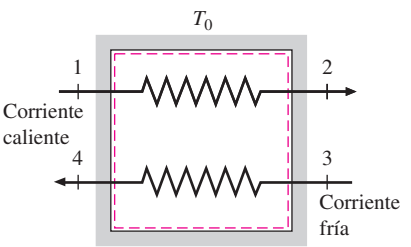


FIGURA 8-44
Un intercambiador de calor con dos corrientes de fluido que no se mezclan.

mento en la exergía de la corriente fría, siempre y cuando ésta no se encuentre a una temperatura inferior a los alrededores. Entonces la eficiencia de la segunda ley del intercambiador de calor se vuelve

$$\eta_{\text{II,HX}} = \frac{\dot{m}_{\text{frío}}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{\text{caliente}}(\psi_1 - \psi_2)} \quad \text{o} \quad \eta_{\text{II,HX}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{gen}}}{\dot{m}_{\text{caliente}}(\psi_1 - \psi_2)} \tag{8-55}$$

donde $\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{caliente}}(s_2 - s_1) + \dot{m}_{\text{frío}}(s_4 - s_3)$. Quizás se pregunte qué pasa si el intercambiador de calor no es adiabático; es decir, pierde algún calor hacia sus alrededores que se hallan a T_0. Si la temperatura de la frontera (la superficie exterior del intercambiador de calor) T_b es igual T_0, la definición anterior sigue cumpliéndose (excepto el término de generación de entropía que necesita ser modificado si se usa la segunda definición). Sin embargo, si $T_b > T_0$, entonces la exergía del calor perdido en la frontera debe ser incluida en la exergía recuperada. Aunque en la práctica no se intenta emplear esta exergía y se permite que sea destruida, el intercambiador de calor no debe considerarse como responsable de tal destrucción, la cual ocurre fuera de sus fronteras. Si nuestro interés se centra en la exergía destruida durante el proceso, y no sólo dentro de las fronteras del dispositivo, entonces tiene sentido considerar un *sistema extendido* que incluya los alrededores inmediatos del dispositivo, y cuyas fronteras del nuevo sistema ampliado estén a T_0. La eficiencia de la segunda ley del sistema extendido refleja los efectos de las irreversibilidades que ocurren dentro y fuera del dispositivo.

Una situación interesante surge cuando la temperatura de la corriente fría permanece en todo momento por debajo de la temperatura de los alrededores. En ese caso la exergía de la corriente fría realmente disminuye en lugar de aumentar. En estos casos es mejor redefinir la eficiencia de la segunda ley como la razón entre la suma de exergías de los flujos que salen y la suma de las exergías de los flujos que entran.

Para una *cámara de mezclado* adiabático en la que una corriente caliente 1 se mezcla con una corriente fría 2, formando una mezcla 3, la exergía suministrada es la suma de exergías de las corrientes calientes y frías, mientras que la exergía recuperada es la exergía de la mezcla. Entonces la eficiencia de la segunda ley de la cámara de mezclado se vuelve

$$\eta_{\text{II,mez}} = \frac{\dot{m}_3 \psi_3}{\dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_2 \psi_2} \quad \text{o} \quad \eta_{\text{II,mez}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{gen}}}{\dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_2 \psi_2} \tag{8-56}$$

donde $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$ y $\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1$.

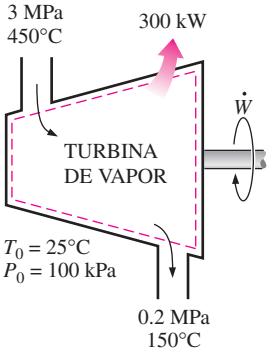


FIGURA 8-45
Esquema para el ejemplo 8-15.

EJEMPLO 8-15 Análisis de una turbina de vapor mediante la segunda ley

El vapor entra en una turbina en forma estable a 3 MPa y 450°C a una velocidad de 8 kg/s, y sale a 0.2 MPa y 150°C (Fig. 8-45). El vapor pierde calor hacia el aire de los alrededores a una tasa de 300 kW y el cual se halla a 100 kPa y 25°C, mientras que los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes. Determine *a*) la salida de potencia real, *b*) la salida de potencia máxima posible, *c*) la eficiencia de la segunda ley, *d*) la exergía destruida y *e*) la exergía del vapor en las condiciones de entrada.

Solución Se tiene una turbina de vapor que opera en forma estable entre los estados especificados de entrada y salida. Se determinará la salida de potencia real y máxima, la eficiencia de la segunda ley, la exergía destruida y la exergía de entrada.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable porque no hay cambio con el tiempo en cualquier punto, por lo tanto $\Delta m_{VC} = 0$, $\Delta E_{VC} = 0$, y $\Delta X_{VC} = 0$. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera a la *turbina* como el sistema, el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que sólo hay una entrada y una salida, por lo tanto $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Asimismo, el calor se pierde hacia el aire de los alrededores y el sistema realiza trabajo.

Las propiedades del vapor en los estados de entrada y de salida y el estado del ambiente son

$$\textit{Estado de entrada:} \quad \left.\begin{matrix} P_1 = 3\ \text{MPa} \\ T_1 = 450°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_1 = 3\,344.9\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 7.0856\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

$$\textit{Estado de salida:} \quad \left.\begin{matrix} P_2 = 0.2\ \text{MPa} \\ T_2 = 150°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_2 = 2\,769.1\ \text{kJ/kg} \\ s_2 = 7.2810\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-6)}$$

$$\textit{Estado muerto:} \quad \left.\begin{matrix} P_0 = 100\ \text{kPa} \\ T_0 = 25°\text{C} \end{matrix}\right\} \quad \begin{matrix} h_0 \cong h_{f\,a\,25°\text{C}} = 104.83\ \text{kJ/kg} \\ s_0 \cong s_{f\,a\,25°\text{C}} = 0.3672\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{matrix} \qquad \text{(Tabla A-4)}$$

a) La salida real de potencia de la turbina es determinada de la forma de tasa del balance de energía,

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de energía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt \nearrow^{0\ \text{(estable)}}}_{\substack{\text{Tasa de cambio de energías interna,} \\ \text{cinética, potencial, etcétera}}} = 0$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{ent}} &= \dot{E}_{\text{sal}} \\ \dot{m}h_1 &= \dot{W}_{\text{sal}} + \dot{Q}_{\text{sal}} + \dot{m}h_2 \qquad (\text{dado que ec} \cong \text{ep} \cong 0) \\ \dot{W}_{\text{sal}} &= \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{Q}_{\text{sal}} \\ &= (8\ \text{kg/s})[(3\,344.9 - 2\,769.1)\ \text{kJ/kg}] - 300\ \text{kW} \\ &= \mathbf{4\,306\ kW} \end{aligned}$$

b) La salida de potencia máxima (potencia reversible) se determina a partir de la forma de la tasa del balance de exergía aplicado sobre el *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos), cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0; entonces, al igualar a cero el término de la destrucción de exergía,

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de exergía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}} \nearrow^{0\ \text{(reversible)}}}_{\substack{\text{Tasa de destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt \nearrow^{0\ \text{(estable)}}}_{\substack{\text{Tasa de cambio} \\ \text{en exergía}}} = 0$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{\text{ent}} &= \dot{X}_{\text{sal}} \\ \dot{m}\psi_1 &= \dot{W}_{\text{rev,sal}} + \dot{X}_{\text{calor}} \overset{0}{\nearrow} + \dot{m}\psi_2 \\ \dot{W}_{\text{rev,sal}} &= \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) \\ &= \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) - \Delta\text{ec} \overset{0}{\nearrow} - \Delta\text{ep} \overset{0}{\nearrow}] \end{aligned}$$

Observe que la transferencia de exergía debida al calor es cero cuando la temperatura en el punto de transferencia es la temperatura ambiente T_0. Al sustituir se obtiene,

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{rev,sal}} &= (8\ \text{kg/s})[(3\,344.9 - 2\,769.1)\ \text{kJ/kg} \\ &\quad - (298\ \text{K})(7.0856 - 7.2810)\text{kJ/kg}\cdot\text{K}] \\ &= \mathbf{4\,665\ kW} \end{aligned}$$

c) La eficiencia de la segunda ley de una turbina es la razón del trabajo real entregado al trabajo reversible,

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{sal}}{\dot{W}_{rev,sal}} = \frac{4\,306\ \text{kW}}{4\,665\ \text{kW}} = \mathbf{0.923\ o\ 92.3\%}$$

Es decir, se desperdicia 7.7 por ciento del trabajo potencial durante este proceso.

d) La diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil real es la exergía destruida, la cual se determina como

$$\dot{X}_{destruida} = \dot{W}_{rev,sal} - \dot{W}_{sal} = 4\,665 - 4\,306 = \mathbf{359\ kW}$$

Es decir, se desperdicia el potencial para producir trabajo útil a una tasa de 359 kW durante este proceso. La exergía destruida también podría ser determinada calculando primero la tasa de generación de entropía $\dot{S}_{gen}$ durante el proceso.

e) La exergía (máximo potencial de trabajo) del vapor en las condiciones de entrada es simplemente la exergía del flujo, y se determina a partir de

$$\begin{aligned}\psi_1 &= (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) + \frac{V_1^2}{2}^{\nearrow 0} + gz_1^{\nearrow 0}\\ &= (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)\\ &= (3\,344.9 - 104.83)\text{kJ/kg} - (298\ \text{K})(7.0856 - 0.3672)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}\\ &= \mathbf{1\,238\ kJ/kg}\end{aligned}$$

Es decir, sin contar las energías cinética y potencial, cada kilogramo de vapor que entra a la turbina tiene un trabajo potencial de 1 238 kJ. Esto corresponde a un potencial de potencia de (8 kg/s)(1 238 kJ/kg) = 9 904 kW. Obviamente, la turbina convierte en trabajo 4 306/9 904 = 43.5 por ciento del potencial de trabajo disponible del vapor.

EJEMPLO 8-16 Exergía destruida durante la mezcla de corrientes de fluido

En una cámara de mezclado entra agua a 20 psia y 50°F a una tasa de 300 lbm/min para ser mezclada de manera estable con vapor que ingresa a 20 psia y 240°F. La mezcla sale de la cámara a 20 psia y 130°F y pierde calor hacia el aire de los alrededores a T_0 = 70°F a una tasa de 180 Btu/min (Fig. 8-46). Sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, determine la potencia reversible y la tasa de destrucción de exergía para este proceso.

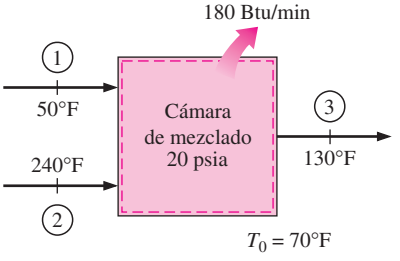


FIGURA 8-46
Esquema para el ejemplo 8-16.

Solución Agua líquida y vapor son mezclados en una cámara que pierde calor a una tasa especificada. Se determinarán la potencia reversible y la tasa de destrucción de exergía.

Análisis Éste es un proceso de flujo estable analizado en el ejemplo 7.20 con respecto a la generación de entropía. El flujo másico de vapor se determinó en dicho ejemplo como $\dot{m}_2$ = 22.7 lbm/min.

La salida máxima de potencia (potencia reversible) se determina a partir de la forma de tasa del balance de exergía aplicado sobre el *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos), cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0; entonces, al igualar a cero el término de la destrucción de exergía,

$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}} \nearrow^{0\ \text{(reversible)}}}_{\substack{\text{Tasa de destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt \nearrow^{0\ \text{(estable)}}}_{\substack{\text{Tasa de cambio}\\ \text{en exergía}}} = 0$$

$$\dot{X}_{\text{ent}} = \dot{X}_{\text{sal}}$$

$$\dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_2\psi_2 = \dot{W}_{\text{rev,sal}} + \dot{X}_{\text{calor}}^{\nearrow 0} + \dot{m}_3\psi_3$$

$$\dot{W}_{\text{rev,sal}} = \dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_2\psi_2 - \dot{m}_3\psi_3$$

Observe que la transferencia de exergía ocasionada por calor es cero cuando la temperatura en el punto de transferencia es la temperatura ambiente T_0, y que las energías cinética y potencial son insignificantes. Por consiguiente,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{rev,sal}} &= \dot{m}_1(h_1 - T_0 s_1) + \dot{m}_2(h_2 - T_0 s_2) - \dot{m}_3(h_3 - T_0 s_3)\\ &= (300\ \text{lbm/min})[18.07\ \text{Btu/lbm} - (530\ \text{R})(0.03609\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})]\\ &\quad + (22.7\ \text{lbm/min})[1162.3\ \text{Btu/lbm} - (530\ \text{R})(1.7406\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})]\\ &\quad - (322.7\ \text{lbm/min})[97.99\ \text{Btu/lbm} - (530\ \text{R})(0.18174\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})]\\ &= \mathbf{4\ 588\ Btu/min}\end{aligned}$$

Es decir, sería posible producir trabajo a una tasa de 4 588 Btu/min si se opera una máquina térmica entre las corrientes de fluidos calientes y frías en lugar de permitir que se mezclaran directamente.

La exergía destruida está determinada por,

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = \dot{W}_{\text{rev,sal}} - \dot{W}_u^{\nearrow 0} = T_0\,\dot{S}_{\text{gen}}$$

Por lo tanto,

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = \dot{W}_{\text{rev,sal}} = \mathbf{4\ 588\ Btu/min}$$

ya que no hay trabajo real producido durante el proceso (Fig. 8-47).

Explicación La tasa de generación de entropía para este proceso se determinó en el ejemplo 7.20 como $\dot{S}_{\text{gen}} = 8.65$ Btu/min · R. Por lo tanto, se podría determinar también la exergía destruida a partir de la segunda parte de la ecuación anterior:

$$\dot{X}_{\text{destruida}} = T_0\,\dot{S}_{\text{gen}} = (530\ \text{R})(8.65\ \text{Btu/min}\cdot\text{R}) = 4\ 585\ \text{Btu/min}$$

La ligera diferencia entre los dos resultados se debe al error de redondeo.

FIGURA 8-47

Para sistemas que no implican trabajo real, el trabajo reversible y la irreversibilidad son idénticos.

© Reimpreso con el permiso especial del King Features Syndicate.

EJEMPLO 8-17 Llenado de un sistema de almacenamiento con aire comprimido

Un recipiente rígido de 200 m³ contiene aire atmosférico que se halla inicialmente a 100 kPa y 300 K. El recipiente será usado para almacenar el aire comprimido a 1 MPa y 300 K (Fig. 8-48), el cual será proporcionado por un compresor que toma el aire atmosférico a $P_0 = 100$ kPa y $T_0 = 300$ K. Determine el requerimiento de trabajo mínimo para este proceso.

Solución El aire será comprimido y se almacenará a alta presión en un recipiente grande. Se determinará el trabajo mínimo requerido.

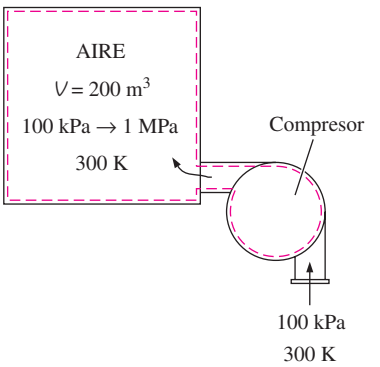


FIGURA 8-48

Esquema para el ejemplo 8-17.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal. **2** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **3** Las propiedades del aire en la entrada permanecen constantes durante todo el proceso de llenado.

Análisis Se toma al *recipiente rígido combinado con el compresor* como el sistema, el cual es un *volumen de control* porque la masa cruza su frontera durante el proceso. Se observa que éste es un proceso de flujo no estable dado que la masa contenida del sistema cambia cuando el recipiente es llenado. Asimismo, sólo hay una entrada y no existe salida.

El trabajo mínimo requerido para un proceso es el *trabajo reversible* que puede determinarse a partir del balance de exergía aplicado en el *sistema extendido* (sistema + alrededores inmediatos) cuya frontera está a la temperatura ambiente T_0 (por lo tanto no hay transferencia de exergía que acompañe la transferencia de calor desde o hacia el ambiente), y al igualar a cero el término de destrucción de exergía,

$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía}\\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}^{\nearrow\,0\,\text{(reversible)}}}_{\substack{\text{Destrucción}\\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio}\\ \text{en exergía}}}$$

$$X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}} = X_2 - X_1$$

$$W_{\text{rev,ent}} + m_1\psi_1^{\nearrow 0} = m_2\phi_2 - m_1\phi_1^{\nearrow 0}$$

$$W_{\text{rev,ent}} = m_2\phi_2$$

Observe que $\phi_1 = \psi_1 = 0$ porque el aire inicial en el recipiente y el aire que entra se encuentran en el estado al que está el ambiente, y la exergía de una sustancia en el estado del ambiente es cero. La masa final de aire y la exergía del aire presurizado en el recipiente al final del proceso son

$$m_2 = \frac{P_2 V}{RT_2} = \frac{(1\,000\ \text{kPa})(200\ \text{m}^3)}{(0.287\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})} = 2\,323\ \text{kg}$$

$$\phi_2 = (u_2 - u_0)^{\nearrow 0\,(\text{dado que } T_2 = T_0)} + P_0(v_2 - v_0) - T_0(s_2 - s_0) + \frac{V_2^{2\,\nearrow 0}}{2} + gz_2^{\nearrow 0}$$

$$= P_0(v_2 - v_0) - T_0(s_2 - s_0)$$

Se observa que

$$P_0(v_2 - v_0) = P_0\left(\frac{RT_2}{P_2} - \frac{RT_0}{P_0}\right) = RT_0\left(\frac{P_0}{P_2} - 1\right) \qquad (\text{dado que } T_2 = T_0)$$

$$T_0(s_2 - s_0) = T_0\left(c_p \ln \frac{T_2^{\nearrow 0}}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0}\right) = -RT_0 \ln \frac{P_2}{P_0} \quad (\text{dado que } T_2 = T_0)$$

Por consiguiente,

$$\phi_2 = RT_0\left(\frac{P_0}{P_2} - 1\right) + RT_0 \ln \frac{P_2}{P_0} = RT_0\left(\ln \frac{P_2}{P_0} + \frac{P_0}{P_2} - 1\right)$$

$$= (0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(300\ \text{K})\left(\ln \frac{1\,000\ \text{kPa}}{100\ \text{kPa}} + \frac{100\ \text{kPa}}{1\,000\ \text{kPa}} - 1\right)$$

$$= 120.76\ \text{kJ/kg}$$

y

$$W_{\text{rev,ent}} = m_2\phi_2 = (2\,323\ \text{kg})(120.76\ \text{kJ/kg}) = 280\,525\ \text{kJ} \cong \mathbf{281\ MJ}$$

Discusión Observe que se requiere un mínimo de 281 MJ de entrada de trabajo para llenar el recipiente con aire comprimido a 300 K y 1 MPa. En realidad, la entrada de trabajo requerida será mayor por una cantidad igual de destrucción de exergía durante el proceso. Compare este resultado con el del ejemplo 8-7. ¿Qué se puede concluir?

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Aspectos cotidianos de la segunda ley

La termodinámica es una ciencia natural fundamental que trata varios aspectos de la energía, e incluso las personas que no se dedican a la técnica poseen un conocimiento básico sobre la energía y la primera ley de la termodinámica, ya que difícilmente algún aspecto de la vida no involucra transferencia o transformación de energía en diferentes formas. Por ejemplo, todas las *personas que hacen dietas* basan su estilo de vida en la conservación del principio de energía. Aunque se comprenden con rapidez los aspectos de la primera ley de la termodinámica y sean fácilmente aceptados por la mayoría de las personas, no hay un conocimiento generalizado sobre la segunda ley de la termodinámica, y de hecho no son del todo apreciados los aspectos de ésta incluso por las personas que poseen fundamentos técnicos. Esto ocasiona que algunos estudiantes vean la segunda ley como algo que es de interés teórico en lugar de una importante y práctica herramienta de ingeniería. Como resultado, los estudiantes muestran poco interés en el estudio detallado de la segunda ley de la termodinámica, lo cual es desafortunado para ellos porque terminan con una perspectiva unilateral acerca de la termodinámica y carecen de la visión completa y equilibrada sobre la misma.

Muchos *sucesos ordinarios* que pasan inadvertidos pueden servir como excelentes vehículos para comunicar conceptos importantes de la termodinámica. Se intenta demostrar la relevancia de los conceptos de la segunda ley como exergía, trabajo reversible, irreversibilidad y la eficiencia de la segunda ley en diversos aspectos de la vida diaria mediante ejemplos con los que incluso las personas sin fundamentos técnicos pueden identificarse. La esperanza es que se refuerce la comprensión y apreciación de la segunda ley y que se motive para usarla más frecuentemente tanto en áreas técnicas como no técnicas. Al lector crítico se le recuerda que los conceptos presentados posteriormente son *moderados* y *difíciles de cuantificar*, y que se incluyen aquí para estimular el interés en el estudio de la segunda ley de la termodinámica y reforzar la comprensión y apreciación acerca de esta ley.

Los conceptos de la segunda ley se usan implícitamente en varios aspectos de la vida diaria, y muchas personas exitosas parecen hacer uso extenso de estos aun sin comprenderlos. Además, hay un creciente reconocimiento de que la calidad juega un papel tan importante como la cantidad en las actividades diarias ordinarias. El siguiente párrafo apareció en un artículo de la *Reno Gazette-Journal*, el 3 de marzo de 1991:

> El Dr. Held se considera un sobreviviente de la conspiración del tictac. Aproximadamente hace cuatro años, en una fecha cercana a su cumpleaños número 40, él trabajaba tarde con jornadas de 21 horas diarias, laborando fuera, cuidando de sus tres niños y practicando deportes. Dormía aproximadamente entre cuatro y cinco horas durante la noche. . .

*Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

> "Actualmente me voy a la cama a las 9:30 y me levanto a las 6", afirma Held. "Hago el doble de lo que antes solía hacer. No tengo que hacer las cosas dos veces o leer tres veces algo antes de entenderlo."

Esta declaración tiene una fuerte relevancia en el análisis de la segunda ley, ya que indica que el problema no es cuánto tiempo tenemos (primera ley), sino más bien qué tan eficazmente lo usamos (segunda ley). Que una persona *consiga hacer más en menos tiempo* no es diferente que un automóvil recorra *más millas con menos combustible*.

En la termodinámica, el *trabajo reversible* para un proceso es definido como la salida máxima de trabajo útil (o la entrada mínima de trabajo) para ese proceso. Esto significa el trabajo útil que un sistema puede entregar (o consumir) durante un proceso entre dos estados especificados si ese proceso se ejecuta en una manera reversible (perfecta). La diferencia entre los trabajos reversible y útil real se debe a las imperfecciones, tal diferencia se denomina *irreversibilidad* (el potencial de trabajo desperdiciado). Para el caso especial del estado final, que corresponde al estado muerto o al de los alrededores, el trabajo reversible se vuelve un máximo y se llama *exergía* del sistema en el estado inicial. La irreversibilidad para un proceso reversible o perfecto es cero.

En la vida diaria puede verse la *exergía* de una persona como el mejor trabajo que la persona puede realizar bajo las condiciones más favorables. El *trabajo reversible* en la vida diaria, por otro lado, puede verse como el mejor trabajo que una persona puede hacer bajo algunas condiciones especificadas. Entonces, la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo real llevado a cabo bajo esas condiciones puede verse como *irreversibilidad* o *exergía destruida*. En sistemas técnicos, se intenta identificar las fuentes con mayores irreversibilidades para minimizarlas y así maximizar el desempeño. En la vida cotidiana una persona debe hacer exactamente lo mismo para aumentar al máximo su desempeño.

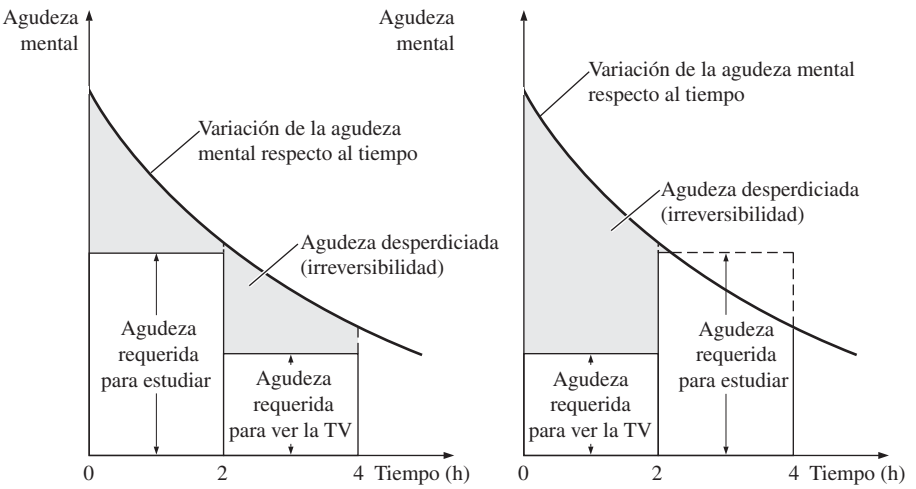
La exergía de una persona en un momento y un lugar dados pueden ser vistos como la cantidad máxima de trabajo que pueden hacer en ese tiempo y lugar. La exergía es ciertamente difícil de cuantificar debido a la interdependencia de capacidades físicas e intelectuales de una persona. La habilidad de realizar tareas físicas e intelectuales simultáneamente incluso complica aún más las cosas. Obviamente la *educación* y la *capacitación* aumentan la exergía de una persona, mientras que el *envejecimiento* disminuye la exergía física. A diferencia de la mayor parte de las cosas mecánicas, la exergía de los seres humanos es una función de tiempo, por lo que la exergía física y/o intelectual de una persona se desperdiciará si no se utiliza en el momento adecuado. Un barril de petróleo no pierde nada de su exergía si se deja almacenado durante 40 años, pero una persona perderá mucha de su exergía total durante ese periodo si él o ella permanecen inmóviles.

Por ejemplo, un granjero que trabaje adecuadamente puede hacer uso total de su *exergía física* pero utilizar muy poco su *exergía intelectual;* por lo tanto, podría aprender un idioma extranjero o una ciencia escuchando algunos CD educativos al mismo tiempo que realiza su trabajo físico. Esto también se cumple para las personas que pasan un tiempo considerable en el automóvil al trasladarse a su trabajo. Se espera que algún día podamos hacer el análisis de la exergía para las personas y sus actividades, lo cual indicará a la gente la manera de minimizar su destrucción de exergía y conseguir hacer más en menos tiempo. Las microcomputadoras pueden realizar varias tareas a la vez, ¿por qué los seres humanos no son capaces de hacer lo mismo?

Los *niños* nacen con diferentes niveles de *exergía* (talentos) en diferentes áreas. Aplicarles exámenes de aptitud profesional en una edad temprana es simplemente un esfuerzo para descubrir la magnitud de sus "exergías", o talentos ocultos. Entonces los niños se orientan hacia áreas en las que tienen mayor exergía. Una vez como adultos, es más probable que se desempeñen en niveles altos sin exceder los límites si se adaptan naturalmente en esas áreas.

Es posible comparar el nivel de *agudeza* de una persona con su *exergía* en las tareas intelectuales. Cuando una persona descansa bien, el grado de agudeza, y por ende su exergía intelectual, está en un límite máximo y esta exergía disminuye con el tiempo cuando la persona se cansa, como se ilustra en la figura 8-49. Las diferentes tareas cotidianas requieren distintos niveles de exergía intelectual, de ahí que la diferencia entre la agudeza disponible y la requerida pueda considerarse como la *agudeza desperdiciada* o *destrucción de exergía*. Para minimizar esta destrucción de exergía debe haber un estrecho vínculo entre la agudeza disponible y la requerida.

Considere a un estudiante bien descansado que planea utilizar las próximas 4 horas para estudiar y ver una película que dura 2 horas. Desde el punto de vista de la *primera ley*, no hay diferencia en el orden en que se realizarán estas tareas, pero desde el punto de vista de la *segunda ley* representa mucha diferencia. De estas dos tareas, estudiar requiere más agudeza intelectual que la que se necesita para ver una película, por lo que tiene sentido termodinámico estudiar primero, cuando la agudeza es alta, y ver la película después, cuando la agudeza es menor, como se muestra en la figura. Un estudiante que realiza estas actividades de manera inversa desperdiciará una gran cantidad de agudeza viendo la película, como se ilustra en la figura 8-49, y tendrá que repasar más al estudiar debido a la insuficiente agudeza, por lo que conseguirá hacer menos en el mismo lapso de tiempo.



a) Primero estudiar

b) Primero ver una película

FIGURA 8-49

Irreversibilidad asociada con un estudiante que estudia y ve una película en la televisión, durante dos horas en cada caso.

En termodinámica, *la eficiencia de la primera ley* (o eficiencia térmica) de una maquina térmica se define como la relación entre la salida de trabajo neta y la entrada de calor total. Es decir, es la fracción del calor suministrado que se convierte en trabajo neto. En general, la eficiencia de la primera ley puede considerarse como la razón entre la salida deseada y la entrada requerida. La eficiencia de la primera ley no hace referencia al *mejor desempeño posible* y en consecuencia esta eficiencia por sí sola no es una medida realista del desempeño. Para superar esta deficiencia se define la eficiencia de la segunda ley, la cual es una medida del desempeño real relativo al mejor desempeño posible bajo las mismas condiciones. Para máquinas térmicas, la eficiencia de la segunda ley se define como la relación entre la eficiencia térmica real y la máxima eficiencia térmica posible (reversible) en las mismas condiciones.

En la vida diaria la *eficiencia de la primera ley* o el *desempeño* de una persona puede considerarse como el logro de esa persona en relación con el esfuerzo que dedica. Por otro lado, la *eficiencia de la segunda ley* de una persona es el desempeño de ésta en relación con su mejor desempeño posible de acuerdo con las circunstancias.

La *felicidad* se relaciona estrechamente con la *eficiencia de la segunda ley*. Los niños pequeños son probablemente los seres humanos más felices porque si se consideran sus limitadas capacidades es poco lo que pueden hacer, aunque lo hacen bastante bien. Los niños tienen eficiencias de la segunda ley muy altas en su vida diaria. El término "vida plena" también se refiere a la eficiencia de la segunda ley. Se considera que una persona tiene vida plena, y por lo tanto una eficiencia de la segunda ley muy alta, si ha utilizado todas sus habilidades hasta el límite a lo largo de su vida.

Incluso una persona discapacitada tendrá que dedicar un esfuerzo considerable para lograr lo que una persona normal consigue, aun cuando logre menos con mayor esfuerzo, pero seguramente con un desempeño impresionante logrará más elogios. Así, es posible afirmar que esta persona discapacitada tuvo una baja eficiencia de primera ley (logró poco con un gran esfuerzo) pero una muy alta eficiencia de segunda ley (logró tanto como es posible de acuerdo con las circunstancias).

En la vida diaria la exergía puede considerarse también como las *oportunidades que tenemos*, mientras que la destrucción de exergía como las *oportunidades desperdiciadas*. El tiempo es el máximo activo, y el tiempo desperdiciado es la oportunidad desperdiciada para hacer algo útil (Fig. 8-50).

Los ejemplos anteriores muestran que hay varios *paralelismos* entre los supuestos conceptos abstractos de la termodinámica relacionados con la segunda ley y la vida cotidiana, y que los conceptos de esta ley pueden ser utilizados en la vida diaria con tanta frecuencia y autoridad como los conceptos de la primera ley. Relacionar los *conceptos abstractos* de la termodinámica con los *sucesos ordinarios* de nuestra vida beneficia tanto a los ingenieros como a los científicos sociales: a los primeros les ayuda a tener una imagen más clara de los conceptos y a comprenderlos mejor, mientras que a los segundos les permite emplear dichos conceptos para describir y analizar mejor y con mayor precisión algunos fenómenos sociales o psicológicos. De este modo las matemáticas y las ciencias se apoyan mutuamente para ser usadas: los abstractos conceptos matemáticos se comprenden mejor con ejemplos de las ciencias, y los fenómenos científicos se describen y establecen mejor con la ayuda de las matemáticas.

Los argumentos presentados en esta sección son de naturaleza exploratoria, se espera que den pie a algunas interesantes discusiones e investigaciones que

Tengo sólo un minuto,
Que sólo tiene 60 segundos,
Me ha sido impuesto, no puedo rechazarlo
No lo he buscado, no lo he elegido.
Pero depende de mí usarlo.
Debo sufrir si lo pierdo.
Responder si de él abuso,
Sólo un pequeño minuto,
Pero la eternidad está en él.

(anónimo)

FIGURA 8-50

Una expresión poética de exergía y destrucción de exergía.

puedan conducir a un mejor entendimiento acerca del desempeño en diversos aspectos de la vida cotidiana. Con el tiempo la segunda ley podría emplearse para determinar cuantitativamente la manera más efectiva de mejorar la calidad de vida y el desempeño cotidiano, del mismo modo que se emplea en el presente para mejorar la realización de los sistemas técnicos.

RESUMEN

El contenido de energía del universo es constante, al igual que su contenido de masa. Sin embargo, en tiempos de crisis se nos bombardea con discursos y artículos sobre "cómo conservar" la energía. Al igual que los ingenieros, sabemos que la energía realmente se conserva, pero lo que no se conserva es la *exergía*, la cual es el potencial de trabajo útil de la energía. Una vez desperdiciada la exergía, nunca se recupera. Cuando se usa energía (para calentar las casas, por ejemplo) no se destruye nada de energía, únicamente se convierte en una forma menos útil, una forma con menor exergía.

El potencial de trabajo útil de un sistema en el estado especificado se llama *exergía*, la cual es una propiedad y se asocia con el estado del sistema y de los alrededores. Un sistema que se encuentra en equilibrio con sus alrededores tiene exergía cero y se dice que está en el *estado muerto*. La exergía de calor suministrada por las fuentes de energía térmica es equivalente a la salida de trabajo de una máquina térmica de Carnot que opera entre la fuente y el ambiente.

El *trabajo reversible* W_{rev} se define como la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse (o el trabajo mínimo que debe suministrarse) cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados. El trabajo reversible es la salida (o entrada) de trabajo útil obtenido cuando el proceso entre los estados inicial y final se ejecuta de una manera totalmente reversible. La diferencia entre el trabajo reversible W_{rev} y el útil W_u se debe a las irreversibilidades presentes durante el proceso y se denomina *irreversibilidad I*, la cual es equivalente a la *exergía destruida* y se expresa como

$$I = X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} = W_{\text{rev,sal}} - W_{u,\text{sal}} = W_{u,\text{ent}} - W_{\text{rev,ent}}$$

donde S_{gen} es la entropía generada durante el proceso. Para un proceso totalmente reversible, los términos de trabajo útil y reversible son idénticos, por lo tanto la destrucción de exergía es cero. La exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido y también se llama *trabajo desperdiciado* o *trabajo perdido*.

La *eficiencia de la segunda ley* es una medida del desempeño de un dispositivo con relación a su desempeño en condiciones reversibles para los mismos estados finales y está proporcionada por

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\eta_{\text{ter}}}{\eta_{\text{ter,rev}}} = \frac{W_u}{W_{\text{rev}}}$$

para máquinas térmicas y otros dispositivos productores de trabajo,

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{rev}}} = \frac{W_{\text{rev}}}{W_u}$$

y para refrigeradores, bombas de calor y otros dispositivos que consumen trabajo. En general, la eficiencia de la segunda ley se expresa como

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía suministrada}}$$

Las exergías de una masa fija (exergía sin flujo) y de una corriente de flujo se expresan como

$$\textit{Exergía sin flujo: } \phi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

$$= (e - e_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\textit{Exergía de flujo: } \psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

Entonces, el *cambio de exergía* de una masa fija o de una corriente de fluido cuando experimenta un proceso de un estado 1 a un estado 2 está determinado por

$$\begin{aligned}\Delta X &= X_2 - X_1 = m(\phi_2 - \phi_1)\\ &= (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1)\\ &= (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1)\\ &\quad + m\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\psi &= \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)\\ &\quad + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)\end{aligned}$$

La exergía puede transferirse debido al calor, trabajo y flujo másico, y la transferencia de exergía acompañada de transferencia de calor, trabajo y masa están dadas por

Transferencia de exergía por calor: $$X_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q$$

Transferencia de exergía por trabajo:

$$X_{\text{trabajo}} = \begin{cases} W - W_{\text{alr}} & \text{(para trabajo de frontera)} \\ W & \text{(para otras formas de trabajo)} \end{cases}$$

Transferencia de exergía por masa: $X_{\text{masa}} = m\psi$

La exergía de un sistema aislado durante un proceso siempre decrece o, en el limitado caso de un proceso reversible, permanece constante. Esto se conoce como el *principio de disminución de exergía* y se expresa como

$$\Delta X_{\text{aislado}} = (X_2 - X_1)_{\text{aislado}} \leq 0$$

El balance de exergía para *cualquier sistema* que experimenta *cualquier proceso* se expresa como

General:
$$\underbrace{X_{\text{ent}} - X_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Transferencia neta de exergía} \\ \text{por calor, trabajo y masa}}} - \underbrace{X_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Cambio} \\ \text{en exergía}}}$$

General, en forma de tasa:
$$\underbrace{\dot{X}_{\text{ent}} - \dot{X}_{\text{sal}}}_{\substack{\text{Tasa de transferencia neta} \\ \text{de exergía por calor,} \\ \text{trabajo y masa}}} - \underbrace{\dot{X}_{\text{destruida}}}_{\substack{\text{Tasa de destrucción} \\ \text{de exergía}}} = \underbrace{dX_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Tasa de cambio} \\ \text{en exergía}}}$$

General, por unidad de masa:
$$(x_{\text{ent}} - x_{\text{sal}}) - x_{\text{destruida}} = \Delta x_{\text{sistema}}$$

donde

$$\dot{X}_{\text{calor}} = (1 - T_0/T)\dot{Q}$$
$$\dot{X}_{\text{trabajo}} = \dot{W}_{\text{útil}}$$
$$\dot{X}_{\text{masa}} = \dot{m}$$

Para un *proceso reversible*, el término de destrucción de exergía $X_{\text{destruida}}$ desaparece. Al tomar la dirección positiva de la transferencia de calor hacia el sistema, y la dirección positiva de la transferencia de trabajo desde el sistema, las relaciones generales de balance de exergía se pueden expresar más explícitamente como

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] + \sum_{\text{ent}} m\psi - \sum_{\text{sal}} m\psi - X_{\text{destruida}} = X_2 - X_1$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{\text{VC}}}{dt}\right) + \sum_{\text{ent}} \dot{m}\psi - \sum_{\text{sal}} \dot{m}\psi - \dot{X}_{\text{destruida}} = \frac{dX_{\text{VC}}}{dt}$$

BIBLIOGRAFÍA Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. J. E. Ahern, *The Exergy Method of Energy Systems Analysis*, Nueva York: John Wiley & Sons, 1980.
2. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 2a. edición, Nueva York, Wiley Interscience, 1997.
3. A. Bejan, *Entropy Generation through Heat and Fluid Flow*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1982.
4. Y. A. Çengel, "A Unified and Intuitive Approach to Teaching Thermodynamics", ASME International Congress and Exposition, Atlanta, Georgia, 17-22 de noviembre, 1996.
5. M. S. Moran y H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 3a. edición, Nueva York, John Wiley & Sons, 1996.
6. K. Wark y D. E. Richards, *Thermodynamics*, 6a. edición, Nueva York, McGraw Hill, 1999.

PROBLEMAS*

Exergía, irreversibilidad, trabajo reversible y eficiencia de la segunda ley

8-1C ¿Cómo se diferencia el trabajo reversible del trabajo útil?

8-2C ¿Bajo qué condiciones el trabajo reversible es igual a la irreversibilidad de un proceso?

8-3C ¿Qué estado final maximiza la salida de trabajo de un dispositivo?

8-4C ¿Es diferente la exergía de un sistema en distintos ambientes?

8-5C ¿Cómo se diferencia el trabajo útil del trabajo real? ¿En qué tipo de sistemas son idénticos?

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan el sistema SI pueden ignorarlos. Los problemas con un icono de CD-EES se resuelven por medio del software EES, mientras que las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el icono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES anexo.

8-6C Se tiene un proceso que no incluye irreversibilidades. ¿Será el trabajo útil real para ese proceso igual al trabajo reversible?

8-7C Considere dos pozos geotérmicos cuyos contenidos de energía son iguales. ¿Las exergías de estos pozos son necesariamente las mismas? Explique.

8-8C Se tienen dos sistemas que están a la misma presión que el ambiente, pero uno de ellos está a la misma temperatura que el ambiente, mientras el otro se halla a una más baja. ¿Como compararía las energías de estos dos sistemas?

8-9C Un ambiente tiene una presión absoluta cero (como el espacio exterior). ¿Cómo se comparan los trabajos real y útil en ese ambiente?

8-10C ¿Qué es la eficiencia de la segunda ley? ¿Cómo difiere de la de la primera ley?

8-11C ¿Una central eléctrica que tiene una eficiencia térmica más alta necesariamente posee una eficiencia de la segunda ley más alta que otra con una eficiencia térmica más baja? Explique.

8-12C ¿Un refrigerador que tiene un COP más alto tiene necesariamente una eficiencia de la segunda ley más alta que otro con un COP más bajo? Explique.

8-13C ¿Puede ser reversible un proceso cuyo trabajo reversible es cero? ¿Puede ser irreversible? Explique.

8-14C Se tiene un proceso durante el cual no se genera entropía ($S_{gen} = 0$). ¿La destrucción de exergía para este proceso tiene que ser cero?

8-15 Las necesidades de energía eléctrica de una comunidad se satisfarán mediante aerogeneradores con rotores de 10 m de diámetro. Estos dispositivos se colocarán donde el viento fluye en forma estable a una velocidad promedio de 8 m/s. Determine el número mínimo de aerogeneradores necesarios si la salida de potencia requerida es de 600 kW.

8-16 Un método para satisfacer la demanda de energía eléctrica adicional en tiempos de alta demanda es bombear durante tiempos de baja demanda un poco de agua desde un gran almacenamiento de agua (por ejemplo, un lago) hasta un depósito a una elevación mayor, y así generar electricidad dejando que el agua corra hacia abajo y haga girar una turbina (esto es, convertir la energía eléctrica en potencial y después volver a convertirla en energía eléctrica). Para una capacidad de almacenamiento de energía de 5×10^6 kWh, determine la cantidad mínima de agua que necesita almacenarse a una elevación promedio (relativa al nivel del suelo) de 75 m.
Respuesta: 2.45×10^{10} kg

8-17 Considere un depósito de energía térmica a 1 500 K que puede suministrar calor a una tasa de 150 000 kJ/h. Determine la exergía de esta energía suministrada, suponiendo una temperatura ambiente de 25°C.

8-18 Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1 500 K a una tasa de 700 kJ/s, y desecha calor de desperdicio hacia un medio a 320 K. La salida de potencia de la máquina térmica se ha medido en 320 kW y la temperatura de los alrededores es de 25°C. Determine *a*) la potencia reversible, *b*) la tasa de irreversibilidad y *c*) la eficiencia de la segunda ley de esta máquina térmica.
Respuestas: a) 550.7 kW, *b*) 230.7 kW, *c*) 58.1 por ciento

8-19 Reconsidere el problema 8-18 y use el software EES (u otro) para analizar el efecto que tiene la reducción de la temperatura a la que el calor de desperdicio es desechado, sobre la potencia reversible, la tasa de irreversibilidad y la eficiencia de la segunda ley cuando la temperatura desechada varía desde 500 K hasta 298 K. Grafique los resultados.

8-20E Una máquina térmica que desecha calor de desperdicio en un sumidero a 530 R tiene una eficiencia térmica de 36 por ciento y una eficiencia de la segunda ley de 60 por ciento. Determine la temperatura de la fuente que suministra calor a esta máquina. *Respuesta:* 1 325 R

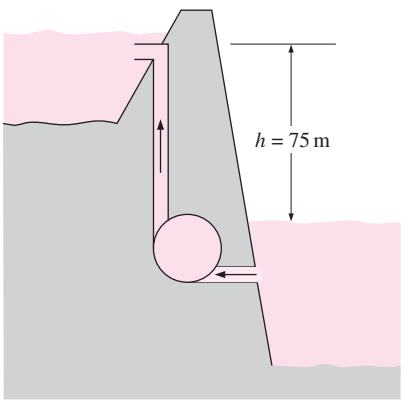


FIGURA P8-16

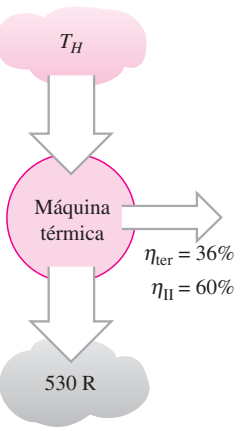


FIGURA P8-20E

8-21 ¿Cuánta energía térmica de 100 kJ a 800 K puede ser convertida en trabajo útil? Suponga que el ambiente está a 25°C.

8-22 Una máquina térmica que recibe calor de un horno a 1 200°C y desecha calor de desperdicio hacia un río a 20°C tiene una eficiencia térmica de 40 por ciento. Determine la eficiencia de la segunda ley de esta central eléctrica.

8-23 Una casa que pierde calor a una tasa de 80 000 kJ/h cuando la temperatura exterior disminuye a 15°C se calentará mediante calentadores de resistencia eléctrica. Si la casa se va a mantener todo el tiempo a 22°C, determine el trabajo reversible de entrada para este proceso, así como la irreversibilidad.
Respuestas: 0.53 kW, 21.69 kW

8-24E Un congelador se mantiene a 20°F mediante la extracción de calor a una tasa de 75 Btu/min. La entrada de potencia al congelador es de 0.70 hp y el aire de los alrededores está a 75°F. Determine *a*) la potencia reversible, *b*) la irreversibilidad y *c*) la eficiencia de la segunda ley del congelador.
Respuestas: a) 0.20 hp, *b*) 0.50 hp, *c*) 28.9 por ciento

8-25 Demuestre que la potencia producida por una turbina de viento es proporcional a la velocidad del viento al cubo y al cuadrado del diámetro que abarcan las aspas.

8-26 Una central geotérmica usa como la fuente de calor agua líquida geotérmica a 160°C a una tasa de 440 kg/s, con lo que produce 14 MW de potencia neta en un ambiente a 25°C. Si 18.5 MW de exergía que entra en la central con el agua geotérmica es destruida dentro, determine *a*) la exergía del agua geotérmica que entra en la planta, *b*) la eficiencia de la segunda ley y *c*) la exergía del calor desechado de la central.

Análisis de la exergía de sistemas cerrados

8-27C ¿Un proceso durante el cual no se genera entropía ($S_{gen} = 0$) es necesariamente reversible?

8-28C ¿Puede un sistema durante un proceso tener una eficiencia de la segunda ley más alta que la eficiencia de la primera ley? Proporcione ejemplos.

8-29 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 2 L de aire a 100 kPa y 25°C. Después el aire se comprime hasta un estado final de 600 kPa y 150°C. La entrada de trabajo útil es 1.2 kJ. Suponga que los alrededores están a 100 kPa y 25°C y determine *a*) la exergía del aire en los estados inicial y final, *b*) el trabajo mínimo que debe suministrarse para llevar a cabo este proceso de compresión y *c*) la eficiencia de la segunda ley de este proceso.
Respuestas: a) 0, 0.171 kJ, *b*) 0.171 kJ, *c*) 14.3 por ciento

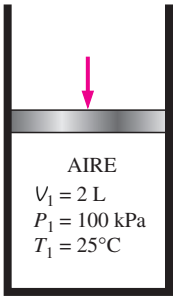


FIGURA P8-29

8-30 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 5 kg de refrigerante 134a a 0.7 MPa y 60°C. Después el refrigerante se enfría a una presión constante hasta que se convierte en un líquido a 24°C. Si los alrededores están a 100 kPa y 24°C, determine *a*) la exergía del refrigerante en los estados inicial y final, y *b*) la exergía destruida durante este proceso.

8-31 El radiador de un sistema de calefacción de vapor tiene un volumen de 20 L y se llena con vapor de agua sobrecalentado a 200 kPa y 200°C. Inicialmente tanto las válvulas de entrada como de salida del radiador están cerradas, pero después de un tiempo se observa que la temperatura del vapor disminuye a 80°C como resultado de la transferencia de calor hacia el aire de la habitación, la cual está a 21°C. Suponga que los alrededores están a 0°C y determine *a*) la cantidad de transferencia de calor hacia la habitación y *b*) la cantidad máxima de calor que puede suministrarse a la habitación si el calor del radiador se obtiene de una máquina térmica que acciona una bomba de calor. Suponga que la máquina térmica opera entre el radiador y los alrededores.
Respuestas: a) 30.3 kJ, *b*) 116.3 kJ

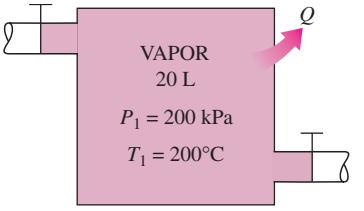


FIGURA P8-31

8-32 Retome el problema 8-31 y utilice el software EES (u otro) para investigar el efecto que tiene la temperatura final del vapor que se halla dentro del radiador sobre la cantidad real de transferencia de calor y sobre la cantidad máxima de calor que puede transferirse. Varíe la temperatura final del vapor de 80°C a 21°C y grafique los calores real y máximo transferidos a la habitación como funciones de la temperatura final del vapor.

8-33E Un recipiente rígido bien aislado contiene 6 lbm de mezcla saturada de líquido y vapor de agua a 35 psia. Inicialmente, tres cuartos de la masa están en la fase líquida. Después se enciende un calentador de resistencia eléctrica situado dentro del recipiente y se mantiene hasta que el líquido en el recipiente se evapora. Suponga que los alrededores se encuentran a 75°F y 14.7 psia, y determine *a*) la destrucción de exergía y *b*) la eficiencia de la segunda ley para este proceso.

8-34 Un recipiente rígido se divide en dos partes iguales mediante un separador. Una de las partes contiene 1.5 kg de agua líquida comprimida a 300 kPa y 60°C y el otro lado está va-

cío. Después se retira el separador y el agua se expande hasta llenar todo el recipiente. Si la presión final en el recipiente es de 15 kPa, determine la exergía destruida durante este proceso. Suponga que los alrededores están a 25°C y 100 kPa.
Respuesta: 3.67 kJ

8-35 Reconsidere el problema 8-34 y emplee el software EES (u otro) para analizar los efectos que produce la presión final del recipiente sobre la exergía destruida durante el proceso. Grafique la exergía destruida como función de la presión final para presiones finales entre 25 y 15 kPa, y explique los resultados.

8-36 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 2 L de agua líquida saturada a una presión constante de 150 kPa. Un calentador de resistencia eléctrica dentro del cilindro se enciende y realiza trabajo eléctrico sobre el agua en la cantidad de 2 200 kJ. Suponga que los alrededores están a 25°C y 100 kPa y determine *a*) el trabajo mínimo con el que este proceso podría llevarse a cabo y *b*) la exergía destruida durante este proceso. *Respuestas: a*) 437.7 kJ, *b*) 1 705 kJ

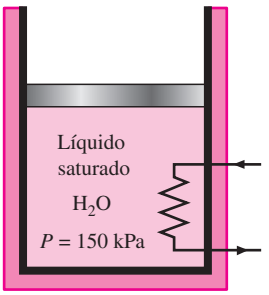


FIGURA P8-36

8-37 Retome el problema 8-36 y use el software EES (u otro) para investigar el efecto que causa la cantidad de trabajo eléctrico suministrado al dispositivo sobre el trabajo mínimo y la exergía destruida cuando el trabajo eléctrico varía desde 0 hasta 2 200 kJ. Grafique sus resultados.

8-38 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 0.05 m^3 de vapor saturado de refrigerante 134a a una presión de 0.8 MPa. Después el refrigerante se expande de manera reversible hasta que la presión disminuye a 0.2 MPa. Determine el cambio en la exergía del refrigerante durante este proceso y el trabajo reversible. Suponga que los alrededores están a 25°C y 100 kPa.

8-39E Se comprime gas oxígeno en un dispositivo de cilindro-émbolo desde un estado inicial de 12 $pies^3$/lbm y 75°F hasta otro final de 1.5 $pies^3$/lbm y 525°F. Determine la entrada de trabajo reversible y el aumento en la exergía del oxígeno durante este proceso. Suponga que los alrededores están a 14.7 psia y 75°F. *Respuestas:* 60.7 Btu/lbm, 60.7 Btu/lbm

8-40 Un recipiente rígido aislado de 1.2 m^3 contiene 2.13 kg de dióxido de carbono a 100 kPa. Después una hélice realiza trabajo sobre el sistema hasta que la presión en el recipiente se eleva a 120 kPa. Determine *a*) el trabajo real realizado por la hélice durante este proceso y *b*) el trabajo mínimo de la hélice con el que este proceso (entre los mismos estados extremos) podría llevarse a cabo. Considere T_0 = 298 K.
Respuestas: a) 87.0 kJ, *b*) 7.74 kJ

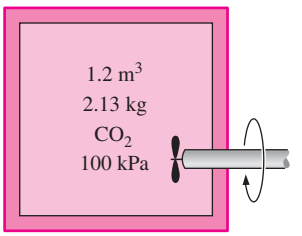


FIGURA P8-40

8-41 Un dispositivo aislado de cilindro-émbolo contiene 30 L de aire a 120 kPa y 27°C. Después se calienta el aire por 5 minutos mediante un calentador de resistencia de 50 W situado dentro del cilindro. La presión del aire se mantiene constante durante este proceso y los alrededores están a 27°C y 100 kPa. Determine la exergía destruida durante este proceso.
Respuesta: 9.9 kJ

8-42 Una masa de 8 kg de helio experimenta un proceso desde un estado inicial de 3 m^3/kg y 15°C hasta otro final de 0.5 m^3/kg y 80°C. Suponga que los alrededores están a 25°C y 100 kPa y determine el aumento en el potencial del trabajo útil del helio durante este proceso.

8-43 Un recipiente rígido aislado se divide en dos partes iguales por medio de un separador. Inicialmente, una de las partes contiene 3 kg de gas argón a 300 kPa y 70°C, mientras la otra está vacía. Después se quita el separador y el gas llena todo el recipiente. Suponga que los alrededores están a 25°C y determine la exergía destruida durante este proceso.
Respuesta: 129 kJ

8-44E Un bloque de cobre de 70 lbm inicialmente a 250°F se introduce en un recipiente aislado que contiene 1.5 $pies^3$ de agua a 75°F. Determine *a*) la temperatura de equilibrio final y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso. Suponga que los alrededores están a 75°F.

8-45 Un bloque de hierro de masa desconocida a 85°C se introduce en un recipiente aislado que contiene 100 L de agua a 20°C. Al mismo tiempo, una hélice propulsada mediante un

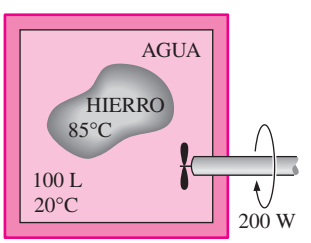


FIGURA P8-45

motor de 200 W es encendida para agitar el agua. Se observa que el equilibrio térmico se establece después de 20 minutos con una temperatura final de 24°C. Suponga que los alrededores están a 20°C. Determine *a*) la masa del bloque de hierro y *b*) la exergía destruida durante este proceso. *Respuestas: a) 52.0 kg, b) 375 kJ*

8-46 Un bloque de hierro de 50 kg y otro de cobre de 20 kg, ambos con temperatura inicial de 80°C, son sumergidos en un gran lago que se halla a 15°C. El equilibrio térmico se establece después de un rato como resultado de la transferencia de calor entre los bloques y el agua del lago. Suponga que los alrededores se encuentran a 20°C y determine la cantidad de trabajo que pudo producirse si el proceso completo fuera ejecutado de manera reversible.

8-47E Un recipiente rígido de 12 pies^3 contiene refrigerante 134a que inicialmente se halla a 40 psia y una calidad de 55 por ciento. Después se transfiere calor al refrigerante desde una fuente a 120°F hasta que la presión asciende a 60 psia. Suponga que los alrededores están a 75°F y determine *a*) la cantidad de calor transferido entre la fuente y el refrigerante y *b*) la exergía destruida durante este proceso.

8-48 Pollos cuya masa promedio es de 2.2 kg y que tienen un calor específico promedio de 3.54 kJ/kg · °C serán enfriados con agua helada que entra a una heladera de inmersión de flujo continuo a 0.5°C y sale a 2.5°C. Los pollos son introducidos a la heladera que está a una temperatura uniforme de 15°C a una tasa de 500 pollos por hora y antes de sacarlos se enfrían a una temperatura de 3°C. La heladera gana calor de los alrededores a una tasa de 200 kJ/h. Determine *a*) la tasa de remoción de calor en kW del pollo y *b*) la tasa de destrucción de exergía durante este proceso de enfriamiento. Considere $T_0 = 25°C$.

8-49 Un huevo ordinario puede asemejarse a una esfera de 5.5 cm de diámetro. El huevo está inicialmente a una temperatura uniforme de 8°C y se introduce en agua hirviente a 97°C. Considerando las propiedades del huevo como $\rho = 1\ 020$ kg/m^3 y $c_p = 3.32$ kJ/kg · °C, determine cuánto calor es transferido al huevo hasta el momento en que su temperatura promedio asciende a 70°C, así como la cantidad de destrucción de exergía asociada con este proceso de transferencia de calor. Considere $T_0 = 25°C$.

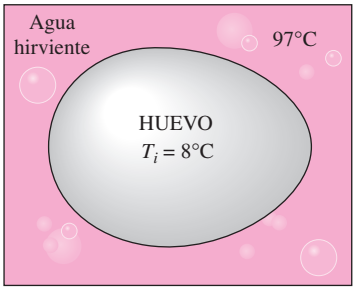


FIGURA P8-49

8-50 Se templan en agua unas esferas de acero inoxidable ($\rho = 8\ 085$ kg/m^3 y $c_p = 0.480$ kJ/kg · °C) a una tasa de 1 400 por minuto. Las esferas salen del horno a una temperatura uniforme de 900°C y son expuestas por un tiempo al aire que se halla a 30°C antes de ser introducidas al agua. Si la temperatura de las esferas desciende a 850°C antes del templado, determine *a*) la tasa de transferencia de calor desde las esferas hacia el aire y *b*) la tasa de destrucción de exergía debida a la pérdida de calor de las esferas hacia el aire.

8-51 Se templan esferas de acero al carbono ($\rho = 7\ 833$ kg/m^3 y $c_p = 0.465$ kJ/kg · °C) de 8 mm de diámetro, calentándolas primero a 900°C en un horno y después dejándolas enfriar lentamente con el aire a 35°C hasta llegar a los 100°C. Si se templan 1 200 esferas por hora, determine *a*) la tasa de transferencia de calor de las esferas hacia el aire y *b*) la tasa de destrucción de exergía debida a la pérdida de calor de las esferas al aire. *Respuestas: a) 260 W, b) 146 W*

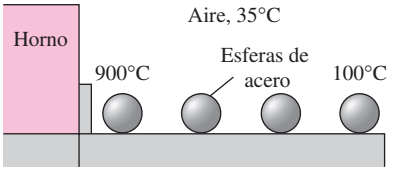


FIGURA P8-51

8-52 Un recipiente de 0.04 m^3 contiene aire que se halla inicialmente en las condiciones del ambiente, a 100 kPa y 22°C. Después, un recipiente de 15 litros que contiene agua líquida a 85°C se introduce en el recipiente sin causar ningún escape de aire. Posteriormente algo de calor se transfiere del agua hacia el aire y los alrededores. La temperatura del aire y el agua es de 44°C. Determine *a*) la cantidad de calor perdido hacia los alrededores y *b*) la destrucción de exergía durante este proceso.

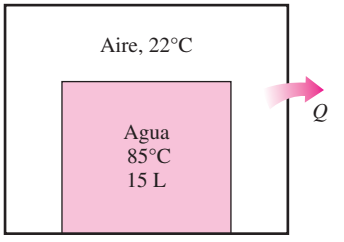


FIGURA P8-52

8-53 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene inicialmente 1.4 kg de refrigerante 134a a 140 kPa y 20°C. Después se transfiere calor al refrigerante y el émbolo, que está apoyado sobre un conjunto de puntos, se mueve cuando la presión interna alcanza 180 kPa. La transferencia de calor continúa hasta que la temperatura alcanza 120°C. Suponiendo que los alrededores están a 25°C y 100 kPa, determine *a*) el trabajo realizado, *b*) la transferencia de calor, *c*) la exergía destruida y *d*) la eficiencia de la segunda ley de este proceso. *Respuestas: a) 2.57 kJ, b) 120 kJ, c) 13.5 kJ, (d) 0.078*

Análisis de exergía de volúmenes de control

8-54 Se estrangula vapor que está a 450°C desde 8 MPa hasta 6 MPa. Determine el potencial de trabajo desperdiciado

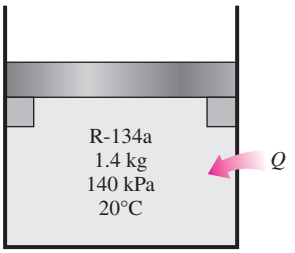


FIGURA P8-53

durante este proceso de estrangulamiento. Suponga que los alrededores están a 25°C. *Respuesta:* 36.6 kJ/kg

8-55 Se comprime aire de forma estable desde 100 kPa y 17°C hasta 600 kPa y 167°C, por medio de un compresor de 8 kW a una tasa de 2.1 kg/min. Ignore los cambios en las energías cinética y potencial y determine *a*) el incremento en la exergía del aire y *b*) la tasa de exergía destruida durante este proceso. Suponga que los alrededores están a 17°C.

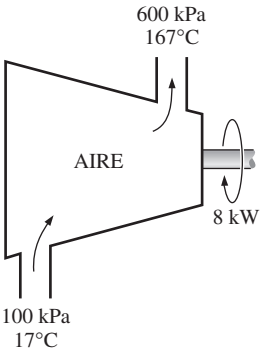


FIGURA P8-55

8-56 Reconsidere el problema 8-55 y use el software EES (u otro) para resolver el problema. Además determine la cantidad real de transferencia de calor, si la hay, y su dirección, así como la entrada mínima de potencia (la potencia reversible) y la eficiencia de la segunda ley en el compresor. Interprete entonces los resultados cuando la temperatura de salida se fija en 300°C y explique los valores de transferencia de calor, exergía destruida y eficiencia cuando la temperatura de salida se fija en 209.31°C y el flujo másico en 2.466 kg/min.

8-57 Se estrangula refrigerante 134a a 1 MPa y 100°C hasta una presión de 0.8 MPa. Determine el trabajo reversible y la exergía destruida durante este proceso de estrangulamiento. Considere que la temperatura de los alrededores es de 30°C.

8-58 Retome el problema 8-57 y utilice el software EES (u otro) para investigar el efecto que produce la presión de salida sobre el trabajo reversible y la destrucción de exergía. Varíe la presión de salida del estrangulador de 1 MPa a 0.1 MPa y grafique el trabajo reversible y la exergía destruida como funciones de la presión de salida. Explique sus resultados.

8-59 En una tobera entra aire en forma estable a 300 kPa y 87°C con una velocidad de 50 m/s, y sale a 95 kPa y 300 m/s. Se estima que las pérdidas de calor de la tobera hacia el medio circundante a 17°C serán de 4 kJ/kg. Determine *a*) la temperatura de salida y *b*) la exergía destruida durante este proceso. *Respuestas: a*) 39.5°C, *b*) 58.4 kJ/kg

8-60 Reconsidere el problema 8-59 y emplee el software EES (u otro) para estudiar el efecto que produce la variación de la velocidad de salida de la tobera de 100 a 300 m/s sobre la temperatura de salida y la exergía destruida. Grafique sus resultados.

8-61 En un difusor entra vapor a 10 kPa y 50°C con una velocidad de 300 m/s y sale como vapor saturado a 50°C y 70 m/s. El área de salida del difusor es de 3 m^2. Determine *a*) el flujo másico del vapor y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso. Considere que la temperatura de los alrededores es de 25°C.

8-62E Mediante un compresor se comprime aire de manera estable de 14.7 psia y 60°F hasta 100 psia y 480°F a una tasa de 22 lbm/min. Considere que los alrededores están a 60°F y determine la entrada mínima de potencia al compresor. Suponga que el aire es un gas ideal con calores específicos ideales e ignore los cambios en las energías cinética y potencial.

8-63 En una turbina adiabática entra vapor a 6 MPa, 600°C y 80 m/s, y sale a 50 kPa, 100°C y 140 m/s. Si la salida de potencia de la turbina es de 5 MW, determine *a*) la potencia reversible de salida y *b*) la eficiencia de la segunda ley en la turbina. Suponga que los alrededores están a 25°C.
Respuestas: a) 5.84 MW, *b*) 85.6 por ciento

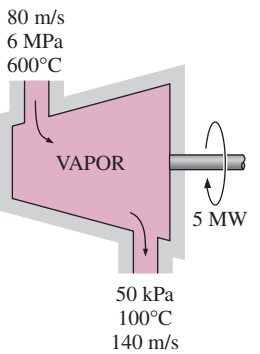


FIGURA P8-63

8-64 Se estrangula vapor a 9 MPa y 500°C hasta una presión de 7 MPa. Determine el decremento en la exergía del vapor durante este proceso. Suponga que la temperatura de los alrededores está a 25°C. *Respuesta:* 32.3 kJ/kg

8-65 A una turbina de gas entran gases de combustión a 900°C, 800 kPa y 100 m/s, y salen a 650°C, 400 kPa y 220 m/s. Si se considera que $c_p = 1.15$ kJ/kg · °C y $k = 1.3$ para los gases de combustión, determine *a*) la exergía de los gases de combustión en la entrada de la turbina y *b*) la salida de trabajo de la turbina en condiciones reversibles. Suponga que los alrededores están a 25°C y 100 kPa. ¿Esta turbina puede ser adiabática?

8-66E En un compresor adiabático entra refrigerante 134a como vapor saturado a 30 psia a una tasa de 20 pies^3/min y sale a una presión de 70 psia. Si la eficiencia isentrópica del compresor es de 80 por ciento, determine *a*) la entrada de potencia real y *b*) la eficiencia del compresor en la segunda ley. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 75°F. *Respuestas: a*) 2.85 hp, *b*) 79.8 por ciento

8-67 Por medio de un compresor adiabático de 0.5 kW se comprime refrigerante 134a a 140 kPa y −10°C hasta un estado de salida de 700 kPa y 60°C. Si se ignoran los cambios en las energías cinética y potencial y se supone que la temperatura de los alrededores es de 27°C, determine *a*) la eficiencia isentrópica y *b*) la eficiencia del compresor en la segunda ley.

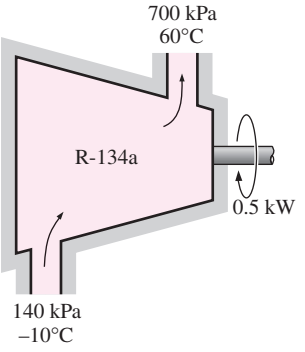


FIGURA P8-67

8-68 Se comprime aire mediante un compresor desde 95 kPa y 27°C hasta 600 kPa y 277°C a una tasa de 0.06 kg/s. Sin considerar los cambios en las energías cinética y potencial y suponiendo que la temperatura de los alrededores es de 25°C, determine la entrada de potencia reversible en este proceso. *Respuesta:* 13.7 kW

8-69 Reconsidere el problema 8-68 y use el software EES (u otro) para investigar el efecto que tiene la presión de descarga del compresor sobre la potencia reversible. Varíe la presión de descarga de 200 a 600 kPa mientras se mantiene la presión de salida a 277°C. Grafique la entrada de potencia reversible para este proceso como una función de la presión de descarga del compresor.

8-70 A un compresor adiabático entra gas argón a 120 kPa y 30°C con una velocidad de 20 m/s, y sale a 1.2 MPa, 530°C y 80 m/s. El área de entrada del compresor es de 130 cm^2. Suponiendo que la temperatura de los alrededores es de 25°C, determine la potencia reversible y la exergía destruida. *Respuestas:* 126 kW, 4.12 kW

8-71 En una turbina se expande vapor de manera estable a una tasa de 15 000 kg/h, el cual entra a 8 MPa y 450°C y sale a 50 kPa como vapor saturado. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 25°C y la presión de 100 kPa, entonces determine *a*) el potencial de potencia del vapor en las condiciones de entrada y *b*) la salida de potencia de la turbina si no se presentaran irreversibilidades. *Respuestas: a*) 5 515 kW, *b*) 3 902 kW

8-72E En un compresor entra aire en condiciones ambientales de 15 psia y 60°F con una velocidad baja, y sale a 150 psia, 620°F y 350 pies/s. Después el compresor es enfriado por el aire del ambiente a 60°F a una tasa de 1 500 Btu/min. La entrada de potencia al compresor es de 400 hp. Determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la parte de la entrada de potencia que se usa solamente para superar las irreversibilidades.

8-73 En la tobera de un turborreactor entran gases de combustión calientes a 260 kPa, 747°C y 80 m/s, y salen a 70 kPa y 500°C. Suponga que la tobera es adiabática y que la temperatura de los alrededores es de 20°C, determine *a*) la velocidad de salida y *b*) el decremento de la exergía de los gases. Considere $k = 1.3$ y $c_p = 1.15$ kJ/kg · °C para los gases de combustión.

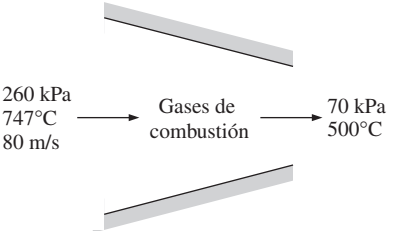


FIGURA P8-73

8-74 En la tobera de una turbina el vapor suele acelerarse antes de incidir sobre las paletas de la misma. En una tobera adiabática entra vapor a 7 MPa y 500°C con una velocidad de 70 m/s, y sale a 5 MPa y 450°C. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 25°C, determine *a*) la velocidad de salida del vapor, *b*) la eficiencia isentrópica y *c*) la exergía destruida dentro de la tobera.

8-75 En un compresor entra dióxido de carbono a 100 kPa y 300 K a una tasa de 0.2 kg/s y sale a 600 kPa y 450 K. Determine la entrada de potencia al compresor si el proceso no incluye irreversibilidades. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 25°C. *Respuesta:* 25.5 kW

8-76E En una cámara adiabática de mezclado ingresa una corriente de agua caliente a 160°F con una tasa de flujo másico de 4 lbm/s, ahí se mezcla con una corriente de agua fría que se halla a 70°F. Si la mezcla sale de la cámara a 110°F, determine *a*) el flujo másico del agua fría y *b*) la exergía destruida en este proceso de mezcla adiabática. Suponga que todas las corrientes están a una presión de 50 psia y los alrededores a 75°F. *Respuestas: a*) 5.0 lbm/s, *b*) 14.6 Btu/s

8-77 Se calienta agua líquida a 200 kPa y 20°C en una cámara de mezclado con vapor sobrecalentado a 200 kPa y

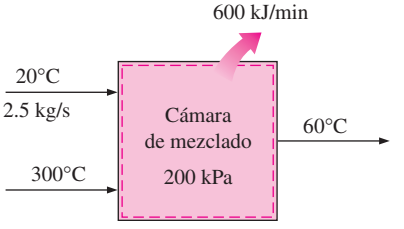


FIGURA P8-77

300°C. El agua líquida entra a la cámara de mezclado a una tasa de 2.5 kg/s y se estima que la cámara perderá calor a una tasa de 600 kJ/min hacia el aire de los alrededores a 25°C. Si la mezcla sale de la cámara de mezclado a 200 kPa y 60°C, determine *a*) el flujo másico del vapor sobrecalentado y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso de mezclado.

8-78 En la sección del evaporador de un acondicionador de aire tipo ventana entra aire a 100 kPa y 27°C con un flujo volumétrico de 6 m^3/min. El refrigerante 134a, a 120 kPa con una calidad de 0.3, entra al evaporador a una tasa de 2 kg/min y sale como vapor saturado a la misma presión. Determine la temperatura de salida del aire y la destrucción de exergía para este proceso, suponga *a*) que las superficies exteriores del acondicionador de aire están aisladas y *b*) que el calor se transfiere al evaporador del acondicionador de aire desde el medio circundante a 32°C y a una tasa de 30 kJ/min.

8-79 Un recipiente rígido de 0.1 m^3 inicialmente contiene refrigerante 134a a 1.2 MPa y 100 por ciento de calidad. El recipiente se conecta mediante una válvula a una línea de alimentación que conduce refrigerante 134a a 1.6 MPa y 30°C. Después se abre la válvula para permitir que el refrigerante entre en el recipiente para ser cerrada después cuando el recipiente contiene solo líquido saturado a 1.4 MPa. El refrigerante intercambia calor con sus alrededores a 45°C y 100 kPa durante este proceso. Determine *a*) la masa del refrigerante que entra en el recipiente y *b*) la exergía destruida durante este proceso.

8-80 Un recipiente rígido de 0.6 m^3 se llena con agua líquida saturada a 170°C. Después, se abre una válvula en el fondo del recipiente y se extrae la mitad de la masa total contenida en el recipiente en forma líquida. Se transfiere calor al agua desde una fuente a 210°C, de manera que la temperatura en el recipiente permanezca constante. Determine *a*) la cantidad de transferencia de calor y *b*) el trabajo reversible y la destrucción de exergía para este proceso. Suponga que los alrededores están a 25°C y 100 kPa.
Respuestas: a) 2 545 kJ, *b*) 141.2 kJ, 141.2 kJ

8-81E Un recipiente rígido aislado de 150 $pies^3$ contiene aire a 75 psia y 140°F. Después se abre una válvula conectada al recipiente y el aire escapa hasta que la presión interior disminuye a 30 psia. La temperatura del aire durante este proceso se mantiene constante por medio de un calentador de resistencia eléctrica situado en el recipiente. Determine *a*) el trabajo eléctrico realizado durante este proceso y *b*) la destrucción de exergía. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 70°F. *Respuestas: a*) 1 249 Btu, *b*) 1 068 Btu

8-82 Un recipiente rígido de 0.1 m^3 contiene refrigerante 134a saturado a 800 kPa. Inicialmente, 30 por ciento del volumen es ocupado por líquido y el resto por vapor. Después, una válvula en el fondo del recipiente se abre y se extrae líquido. Se transfiere calor al refrigerante desde una fuente a 60°C de modo que la presión interior del recipiente permanezca constante. La válvula se cierra cuando ya no queda nada de líquido en el recipiente y el vapor empieza a salir. Suponga que los alrededores están a 25°C y determine *a*) la masa final en el recipiente y *b*) el trabajo reversible asociado con este proceso. *Respuestas: a*) 3.90 kg, *b*) 16.9 kJ

8-83 Un dispositivo vertical de cilindro-émbolo contiene inicialmente 0.1 m^3 de helio a 20°C. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión constante de 300 kPa en el interior. Se abre una válvula y se deja que el helio escape hasta que el volumen dentro del cilindro se reduce a la mitad. Ocurre transferencia de calor entre el helio y sus alrededores a 20°C y 95 kPa de manera que la temperatura del helio en el cilindro permanece constante. Determine *a*) el potencial de trabajo máximo del helio en el estado inicial y *b*) la exergía destruida durante este proceso.

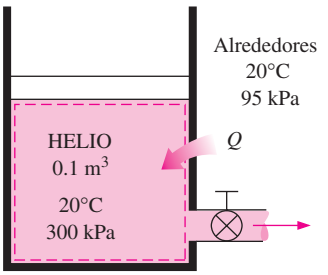


FIGURA P8-83

8-84 Un recipiente rígido de 0.2 m^3 contiene inicialmente vapor saturado de refrigerante 134a a 1 MPa. El recipiente se conecta mediante una válvula a una línea de alimentación que conduce refrigerante 134a a 1.4 MPa y 60°C. Después se abre la válvula y se deja que el refrigerante entre al recipiente. La válvula se cierra cuando la mitad del volumen del recipiente se llena con líquido y el resto con vapor a 1.2 MPa. El refrigerante intercambia calor durante este proceso con los alrededores a 25°C. Determine *a*) la cantidad de calor transferido y *b*) la destrucción de exergía asociada con este proceso.

8-85 Un dispositivo vertical aislado de cilindro-émbolo contiene inicialmente 15 kg de agua, de los cuales 9 kg están en la fase de vapor. La masa del émbolo es tal que mantiene una presión constante de 200 kPa en el interior del cilindro. Después se deja entrar al cilindro vapor a 1 MPa y 400°C de una línea de alimentación hasta que se evapora todo el líquido dentro. Suponga que los alrededores están a 25°C y 100 kPa y determine *a*) la cantidad de vapor que ha entrado y *b*) la exergía destruida durante este proceso.
Respuestas: a) 23.66 kg, *b*) 7 610 kJ

8-86 Considere a una familia de cuatro miembros, donde cada uno se ducha durante 6 minutos cada mañana. La tasa promedio de flujo a través de la regadera es de 10 L/min. El agua de la ciudad, a 15°C, se calienta a 55°C mediante un calentador eléctrico y posteriormente se templa a 42°C con agua fría en la tubería mezcladora en forma de "T" de la ducha antes de pasar a la regadera. Determine la cantidad de exergía destruida por esta familia por año como resultado de tomar duchas diarias. Considere $T_0 = 25°C$.

8-87 El aire ambiente a 100 kPa y 300 K se comprime isentrópicamente en un dispositivo de flujo estable a 1 MPa. Determine *a*) la entrada de trabajo al compresor, *b*) la exergía del aire a la salida del compresor y *c*) la exergía del aire comprimido después de que se enfría a 300 K a una presión de 1 MPa.

8-88 Agua fría a 15°C (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) que va hacia una regadera entra a una tasa de 0.25 kg/s a un intercambiador a contraflujo de doble tubo con paredes delgadas y bien aislado, para posteriormente calentarse a 45°C con agua caliente (c_p = 4.19 kJ/kg · °C) que entra a 100°C a una tasa de 3 kg/s. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor. Considere T_0 = 25°C.

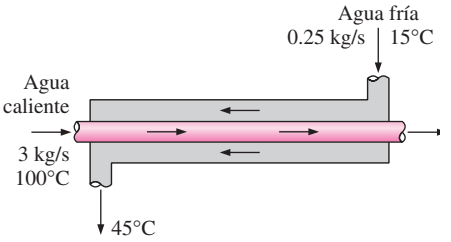


FIGURA P8-88

8-89 Antes de que entre a un horno, se precalienta aire del exterior (c_p = 1.005 kJ/kg · °C) con gases calientes de escape mediante un intercambiador de calor de flujo cruzado. El aire entra al intercambiador de calor a 95 kPa y 20°C a una tasa de 0.8 m^3/s. Los gases de combustión (c_p = 1.10 kJ/kg · °C) entran a 180°C a una tasa de 1.1 kg/s y salen a 95°C. Determine la tasa de transferencia de calor hacia el aire y la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor.

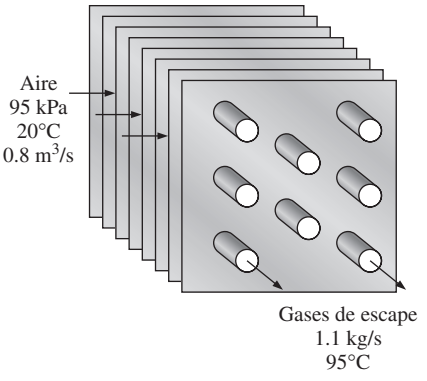


FIGURA P8-89

8-90 Un intercambiador de calor de tubo y coraza, bien aislado, se emplea para calentar agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) en los tubos de 20 a 70°C a una tasa de 4.5 kg/s. El calor se suministra con aceite caliente (c_p = 2.30 kJ/kg · °C) que entra del lado de la coraza a 170°C a una tasa de 10 kg/s. Sin tomar en cuenta cualquier pérdida de calor en el intercambiador de calor, determine *a*) la temperatura de salida del aceite y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor. Considere T_0 = 25°C.

8-91E Se condensa vapor sobre el lado de la coraza de un intercambiador de calor a 120°F. El agua de enfriamiento entra a los tubos a 60°F a una tasa de 115.3 lbm/s y sale a 73°F. Suponiendo que el intercambiador está bien aislado, determine *a*) la tasa de transferencia de calor en el intercambiador de calor y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor. Considere T_0 = 77°F.

8-92 Entra vapor en una turbina a 12 MPa, 550°C y 60 m/s, y sale a 20 kPa y 130 m/s con un contenido de humedad de 5 por ciento. La turbina no está aislada adecuadamente y se estima que se pierde calor a una tasa de 150 kW. La salida de potencia de la turbina es 2.5 MW. Si se supone que los alrededores están a 25°C, determine *a*) la salida de potencia reversible de la turbina, *b*) la exergía destruida dentro de la turbina y *c*) la eficiencia de la segunda ley en la turbina. *d*) Asimismo, estime el posible incremento en la salida de potencia en la turbina si ésta fue aislada perfectamente.

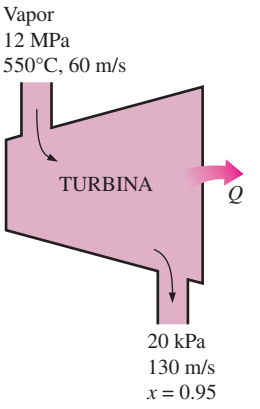


FIGURA P8-92

8-93 Entra aire en un compresor en las condiciones del ambiente de 100 kPa y 20°C a una tasa de 4.5 m^3/s con una velocidad baja, y sale a 900 kPa, 60°C y 80 m/s. El compresor se enfría con agua fría que experimenta una elevación de temperatura de 10°C. La eficiencia isotérmica del compresor es 70 por ciento. Determine *a*) la entrada de potencia real y reversible, *b*) la eficiencia de la segunda ley y *c*) el flujo másico del agua fría.

8-94 Se calienta agua líquida a 15°C en una cámara de mezclado con vapor saturado. El agua líquida entra en la cámara a la presión del vapor a una tasa de 4.6 kg/s y el vapor saturado entra a una tasa de 0.23 kg/s. La mezcla sale de la cámara como un líquido a 45°C. Si los alrededores están a 15°C, determine *a*) la temperatura de vapor saturado que entra en la cámara, *b*) la destrucción de exergía durante este proceso de mezclado y *c*) la eficiencia de la segunda ley de la cámara de mezclado.

Respuestas: a) 114.3°C, *b*) 114.7 kW, *c*) 0.207

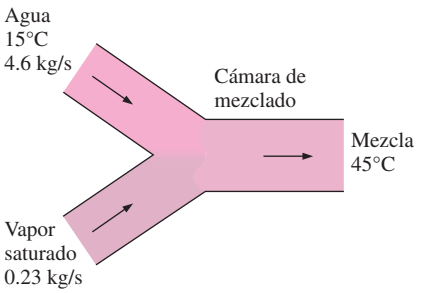


FIGURA P8-94

Problemas de repaso

8-95 Refrigerante 134a se expande adiabáticamente a 180 kPa en una válvula de expansión de 1.2 MPa y 40°C. Para condiciones ambientales de 100 kPa y 20°C, determine *a*) el potencial de trabajo del refrigerante a la entrada, *b*) la destrucción de exergía durante el proceso y *c*) la eficiencia de la segunda ley.

8-96 En una tobera adiabática entra vapor a 3.5 MPa y 300°C con una velocidad baja y sale a 1.6 MPa y 250°C a una tasa de 0.4 kg/s. Si el estado ambiente es 100 kPa y 18°C, determine *a*) la velocidad de salida, *b*) la tasa de destrucción de exergía y *c*) la eficiencia de la segunda ley.

8-97 Un radiador eléctrico de 30 L que contiene aceite caliente se introduce en una habitación bien sellada de 50 m^3. Tanto el aire en la habitación como el aceite en el radiador están inicialmente a la temperatura del ambiente de 10°C. El radiador funciona con electricidad a una razón de 1.8 kW. También se pierde calor de la habitación en una tasa promedio de 0.35 kW. Después se apaga el calentador cuando la temperatura promedio del aire de la habitación y el aceite es de 20°C y 50°C, respectivamente. Tomando la densidad y el calor específico del aceite como 950 kg/m^3 y 2.2 kJ/kg · °C, determine *a*) en cuánto tiempo se apaga el calentador, *b*) la destrucción de exergía y *c*) la eficiencia de la segunda ley para este proceso. *Respuestas: a*) 2 038 s, *b*) 3 500 kJ, *c*) 0.046

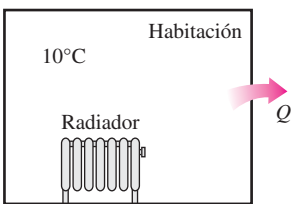


FIGURA P8-97

8-98 Gases calientes de descarga salen de un motor de combustión interna a 400°C y 150 kPa a una tasa de 0.8 kg/s y serán usados para producir vapor saturado a 200°C en un intercambiador de calor aislado. El agua entra en el intercambiador de calor a la temperatura ambiente de 20°C, y los gases de descarga salen del intercambiador de calor a 350°C. Determine *a*) la tasa de producción de vapor, *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor y *c*) la eficiencia de la segunda ley del intercambiador de calor.

FIGURA P8-98

8-99 Las superficies interior y exterior de una pared de ladrillo de 5 × 6 m y 30 cm de espesor se mantiene a las temperaturas de 20°C y 5°C, respectivamente, y la tasa de transferencia de calor a través de la pared es 900 W. Determine la tasa de destrucción de exergía asociada con este proceso. Considere T_0 = 0°C.

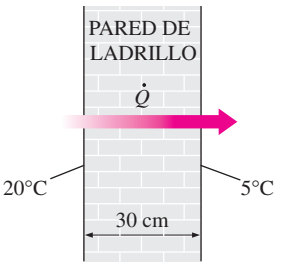


FIGURA P8-99

8-100 Una plancha de 1 000 W se deja expuesta al aire a 20°C sobre la tabla de planchar. Si la temperatura de la base de la plancha es de 150°C, determine la tasa de destrucción de exergía para este proceso debido a la transferencia de calor, en operación estable.

8-101 Un método de calentamiento solar pasivo es apilar galones de agua líquida dentro de los edificios y exponerlos al sol. La energía solar almacenada en el agua durante el día es liberada por la noche hacia el aire de la habitación, suministrando algo de calor. Considere una casa que se mantiene a 22°C y cuyo calentamiento es mantenido por un sistema de almacenamiento de agua de 350 L. Si el agua se calienta a 45°C durante el día, determine la cantidad de calentamiento que este líquido suministrará a la casa durante la noche. Suponiendo una temperatura exterior de 5°C, determine la destrucción de exergía asociada con este proceso.
Respuestas: 33 548 kJ, 1 172 kJ

8-102 Las superficies interior y exterior de una ventana de vidrio de 2 × 2 m y 0.5 cm de espesor se encuentran a 10°C y 3°C, respectivamente. Si la tasa de pérdida de calor a través de la ventana es de 3.2 kJ/s, determine en kJ la cantidad de calor perdido a través del vidrio durante un periodo de 5 h. Determine también la destrucción de exergía asociada con este proceso. Considere T_0 = 5°C.

8-103 Una cacerola de aluminio tiene un fondo plano cuyo diámetro es de 20 cm. A través del fondo de la cacerola se transfiere calor en forma estable al agua hirviente a una tasa

de 800 W. Si las temperaturas de las superficies interior y exterior del fondo de la cacerola están a 104°C y 105°C, respectivamente, determine en W la tasa de destrucción de exergía dentro del fondo de la cacerola durante este proceso. Considere $T_0 = 25°C$.

8-104 El lago de un cráter tiene un área de 20 000 m^2 en su base y la profundidad del agua que contiene es de 12 m. El suelo que rodea al cráter es casi plano y está a 104 m por debajo de la base del lago. Determine en kWh la cantidad máxima de trabajo eléctrico que puede generarse si esta agua alimenta a una central hidroeléctrica. *Respuesta:* 95 500 kWh

8-105E Un refrigerador tiene una eficiencia de la segunda ley de 45 por ciento, y se extrae calor del espacio refrigerado a una tasa de 200 Btu/min. Si el espacio se mantiene a 35°F en tanto que la temperatura del aire de los alrededores es de 75°F, determine la entrada de potencia al refrigerador.

8-106 Mediante las relaciones de la primera y la segunda leyes y su simplificación, obtenga la relación del trabajo reversible para un sistema cerrado que intercambia calor con el medio circundante a T_0 en la cantidad de Q_0, así como con un depósito térmico a T_R en la cantidad de Q_R (*sugerencia*: elimine Q_0 entre las dos ecuaciones).

8-107 Escriba y simplifique las relaciones de la primera y la segunda leyes y obtenga la relación del trabajo reversible para un sistema de flujo estable que intercambia calor con el medio circundante a T_0 y en la cantidad $\dot{Q}_0$ así como con un depósito térmico a T_R a una tasa de $\dot{Q}_R$. (*sugerencia*: elimine Q_0 entre las dos ecuaciones).

8-108 Escriba y simplifique las relaciones de la primera y la segunda leyes, y obtenga la relación del trabajo reversible para un sistema de flujo uniforme que intercambia calor con el medio circundante a T_0 en la cantidad de Q_0, así como con un depósito térmico a T_R en la cantidad de Q_R (*sugerencia*: elimine Q_0 entre las dos ecuaciones).

8-109 Un calentador de resistencia eléctrica de 800 W y 50 cm de largo y 0.5 cm de diámetro se sumerge en 40 kg de agua inicialmente a 20°C. Suponiendo que el recipiente del agua está bien aislado, determine cuánto le llevará a este calentador elevar la temperatura del agua a 80°C. Determine también la entrada de trabajo mínimo requerido y la destrucción de exergía en este proceso, en kJ. Considere $T_0 = 20°C$.

FIGURA P8-109

8-110 Una tubería de agua caliente a 80°C de 10 m de longitud y 5 cm de diámetro externo libera calor al aire circundante a 5°C por convección natural a una tasa de 45 W. Determine la tasa de pérdida de potencial de trabajo que se desperdicia durante este proceso como resultado de su pérdida de calor.

8-111 Dos recipientes rígidos se conectan por medio de una válvula. El recipiente *A* está aislado y contiene 0.2 m^3 de vapor a 400 kPa y 80 por ciento de calidad. El recipiente *B* no está aislado y contiene 3 kg de vapor a 200 kPa y 250°C. Después se abre la válvula y el vapor fluye del recipiente *A* al *B* hasta que la presión en el *A* disminuye a 300 kPa. Durante este proceso se transfieren 900 kJ de calor del recipiente *B* hacia los alrededores a 0°C. Suponiendo que el vapor que permanece dentro del recipiente *A* experimenta un proceso adiabático reversible, determine *a*) la temperatura final en cada recipiente y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso.

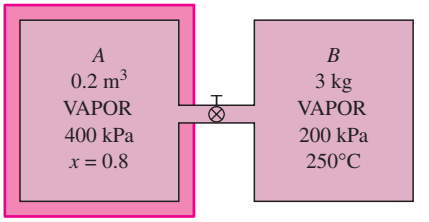


FIGURA P8-111

8-112E Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene al inicio 15 $pies^3$ de gas helio a 25 psia y 70°F. Después el helio se comprime en un proceso politrópico (PV^n = constante) hasta 70 psia y 300°F. Suponga que los alrededores están a 70°F y 14.7 psia, entonces determine *a*) el trabajo útil real consumido y *b*) el trabajo útil mínimo que podría consumirse durante este proceso.

Respuestas: a) 36 Btu, *b*) 34.2 Btu

8-113 Una habitación bien aislada de 4 × 4 × 5 m con temperatura inicial de 10°C se calienta mediante el radiador de un sistema de calefacción de vapor. Este dispositivo tiene un volumen de 15 L y se llena con vapor sobrecalentado a 200 kPa y 200°C. Inicialmente tanto las válvulas de entrada como de salida del radiador están cerradas. Se emplea un ventilador de 150 W para distribuir el aire en la habitación y se observa que la presión del vapor disminuye a 100 kPa después de 30 minutos como resultado de la transferencia de calor hacia la habitación. Suponga calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente y determine *a*) la temperatura promedio del aire en 24 minutos, *b*) el cambio de entropía del vapor, *c*) el cambio de entropía del aire en la habitación y *d*) la destrucción de exergía en este proceso, en kJ. Considere que la presión del aire en la habitación permanece todo el tiempo constante en 100 kPa y considere $T_0 = 10°C$.

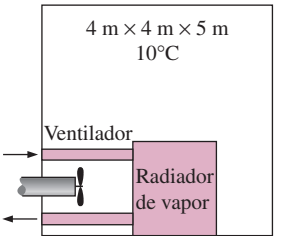


FIGURA P8-113

8-114 Una casa solar pasiva que libera calor hacia los alrededores a 5°C, a una tasa promedio de 50 000 kJ/h se mantiene durante 10 horas a 22°C en una noche invernal. La casa se va a calentar mediante 50 recipientes de vidrio que contienen, cada uno, 20 L de agua que se calienta con energía solar hasta 80°C durante el día. Un calentador de resistencia eléctrica de respaldo de 15 kW controlado por un termostato se enciende cada vez que es necesario para mantener la casa en 22°C. Determine *a*) cuánto tiempo debe funcionar el sistema de calefacción eléctrico en la noche, *b*) la destrucción de exergía y *c*) la entrada mínima de trabajo requerida para esa noche, en kJ.

8-115 En una turbina adiabática de dos etapas entra vapor a 9 MPa y 500°C a una tasa de 15 kg/s. Diez por ciento del vapor se extrae al final de la primera etapa a una presión de 1.4 MPa para otro uso, mientras el resto del vapor se expande aún más en la segunda etapa y sale de la turbina a 50 kPa. Si la turbina tiene una eficiencia isentrópica de 88 por ciento, determine el potencial de energía desperdiciado durante este proceso como resultado de las irreversibilidades. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 25°C.

8-116 En una turbina adiabática de dos etapas entra vapor a 8 MPa y 500°C. En la primera etapa se expande hasta un estado de 2 MPa y 350°C. Después el vapor se recalienta a presión constante hasta una temperatura de 500°C antes de conducirlo a la segunda etapa, de donde sale a 30 kPa y una calidad de 97 por ciento. La salida de potencia de la turbina es de 5 MW. Suponga que los alrededores están a 25°C y determine la salida de potencia reversible y la tasa de destrucción de exergía en esta turbina. *Respuestas:* 5 457 kW, 457 kW

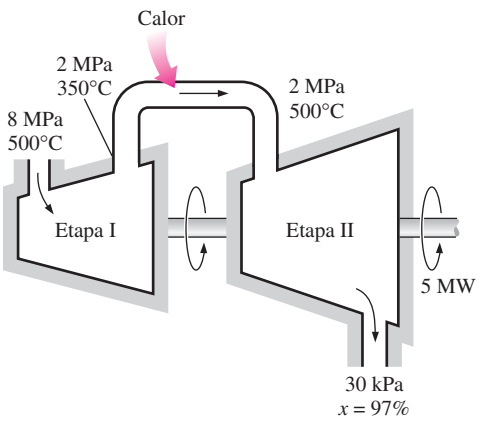


FIGURA P8-116

8-117 Una tonelada de agua líquida a 80°C se conduce dentro de una habitación bien aislada y sellada de 4 × 5 × 6 m. La habitación está inicialmente a 22°C y 100 kPa. Suponga calores específicos constantes tanto para el aire como para el agua a temperatura ambiente. Determine *a*) la temperatura de equilibrio final en la habitación, *b*) la destrucción de exergía y *c*) la cantidad máxima de trabajo que puede producirse durante este proceso, en kJ. Considere $T_0 = 10°C$.

8-118 Considere un cilindro rígido horizontal bien aislado que está dividido en dos compartimientos mediante un émbolo que tiene libertad de movimiento pero que no permite que nada de gas se filtre hacia el otro lado. Al inicio, un lado del émbolo contiene 1 m^3 de gas N_2, a 500 kPa y 80°C, mientras el otro contiene 1 m^3 de gas He a 500 kPa y 25°C. Después se alcanza el equilibrio térmico en el cilindro como resultado de la transferencia de calor a través del émbolo. Utilice calores específicos constantes a temperatura ambiente y determine *a*) la temperatura de equilibrio final en el cilindro y *b*) el potencial de trabajo desperdiciado durante este proceso. ¿Cuál sería su respuesta si el émbolo no tuviera libertad de movimiento? Considere $T_0 = 25°C$.

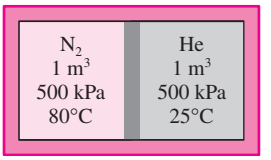


FIGURA P8-118

8-119 Repita el problema anterior pero suponga que el émbolo está hecho de 5 kg de cobre y que está inicialmente a la temperatura promedio de los dos gases en ambos lados.

8-120E En una turbina adiabática entra gas argón a 1 500°F y 200 psia a razón de 40 lbm/min, y sale a 30 psia. Si la salida de potencia de la turbina es de 95 hp, determine *a*) la eficiencia isentrópica y *b*) la eficiencia de la segunda ley de la turbina. Suponga que la temperatura de los alrededores es de 77°F.

8-121 En grandes centrales eléctricas que funcionan con vapor, con frecuencia el agua de alimentación se calienta mediante el vapor extraído de la turbina en alguna etapa y dentro de calentadores de agua de alimentación cerrados, que son básicamente intercambiadores de calor. El vapor entra al calentador de agua de alimentación a 1 MPa y 200°C y sale como líquido saturado a la misma presión. El agua de alimentación entra al calentador a 2.5 MPa y 50°C y

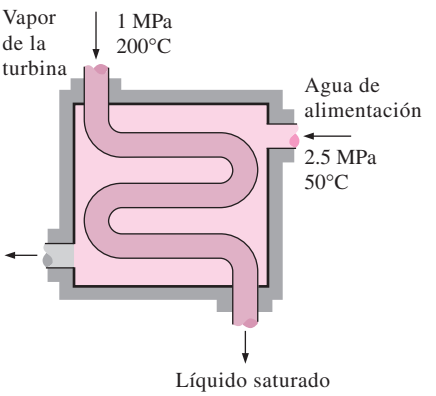


FIGURA P8-121

sale a 10°C por debajo de la temperatura de salida del vapor No tome en cuenta ninguna pérdida de calor de las superficies exteriores del calentador y determine *a*) la razón de los flujos másicos del vapor extraído y del calentador del agua de alimentación y *b*) el trabajo reversible en este proceso por unidad de masa del agua de alimentación. Considere que la temperatura de los alrededores es de 25°C.

Respuestas: a) 0.247, *b*) 63.5 kJ/kg

8-122 Reconsidere el problema 8-121 y emplee el software EES (u otro) para investigar el efecto que produce el estado del vapor a la entrada del calentador del agua de alimentación sobre la razón de flujos másicos sobre la potencia reversible. Suponga que la entropía del vapor extraído se mantiene constante en el valor correspondiente a 1 MPa y 200°C, y que la presión del vapor de extracción disminuye de 1 MPa a 100 kPa. Grafique tanto la razón de los flujos másicos del vapor extraído y del calentador, así como el trabajo reversible de este proceso por unidad de masa del agua de alimentación como funciones de la presión de extracción.

8-123 En un recipiente aislado una persona vierte 80 kg de hielo a −5°C sobre 1 tonelada de agua a 20°C, con la finalidad de enfriarla. Determine *a*) la temperatura de equilibrio final en el recipiente y *b*) la exergía destruida en este proceso. La temperatura de fusión y el calor de fusión del hielo a la presión atmosférica son 0°C y 333.7 kJ/kg, respectivamente. Considere $T_0 = 20°C$.

8-124 Considere una botella rígida y vacía de 12 L que se encuentra rodeada por la atmósfera a 100 kPa y 17°C. Una válvula en el cuello de la botella se abre y permite que el aire atmosférico fluya hacia su interior. Al final el aire atrapado en la botella alcanza el equilibrio térmico con la atmósfera como resultado de la transferencia de calor a través de la pared de la botella. La válvula permanece abierta durante el proceso, de modo que el aire atrapado también alcanza el equilibrio mecánico con la atmósfera. Determine la transferencia de calor neta a través de la pared de la botella y la energía destruida durante este proceso de llenado.

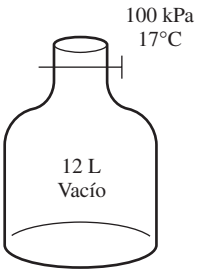


FIGURA P8-124

8-125 Dos recipientes de volumen constante, cada uno lleno con 30 kg de aire, tienen temperaturas de 900 K y 300 K. Una máquina térmica situada entre ambos extrae calor del recipiente de alta temperatura, produce trabajo y desecha calor hacia el otro de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que puede producir la máquina térmica y las temperaturas finales de los dos recipientes. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

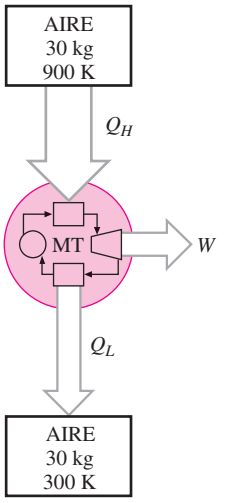


FIGURA P8-125

8-126 Dos dispositivos de presión constante, cada uno lleno con 30 kg de aire, tienen temperaturas de 900 K y 300 K. Una máquina térmica situada entre ambos extrae calor del dispositivo de alta temperatura, produce trabajo y desecha calor hacia el otro dispositivo de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que puede producir la máquina térmica y las temperaturas finales de los dos dispositivos. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

8-127 Una olla de presión de 4 L tiene una presión de operación de 175 kPa. Al inicio, la mitad del volumen se llena con agua líquida y la otra con vapor de agua. La olla se pone después sobre un calentador eléctrico de 750 W que se mantiene encendido durante 20 min. Si los alrededores están a 25°C y 100 kPa, determine *a*) la cantidad de agua que permanecerá en la olla de presión y *b*) la destrucción de exergía aso-

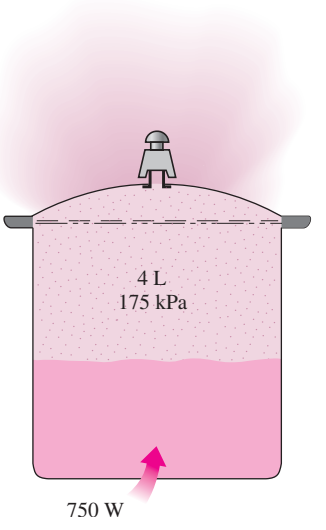


FIGURA P8-127

ciada con todo el proceso, incluso en la conversión de energía eléctrica en térmica. *Respuestas: a)* 1.507 kg, *b)* 689 kJ

8-128 ¿Cuál sería su respuesta al problema 8-127 si el calor se suministrara a la olla de presión a partir de una fuente de energía térmica a 180°C, en lugar de la unidad del calentador eléctrico?

8-129 Un recipiente de volumen constante contiene 20 kg de nitrógeno a 1 000 K, y un dispositivo de presión constante contiene 10 kg de argón a 300 K. Una máquina térmica situada entre el recipiente y el dispositivo extrae calor del recipiente de alta temperatura, produce trabajo y desecha calor hacia el dispositivo de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que puede producir la máquina térmica y las temperaturas finales del nitrógeno y el argón. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

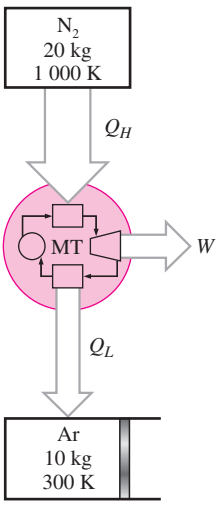


FIGURA P8-129

8-130 Un recipiente de volumen constante tiene una temperatura de 800 K y un dispositivo de presión constante tiene una temperatura de 290 K. Tanto el recipiente como el dispositivo se llenan con 20 kg de aire. Una máquina térmica situada entre el recipiente y el dispositivo recibe calor del recipiente de alta temperatura, produce trabajo y desecha calor hacia el dispositivo de baja temperatura. Determine el trabajo máximo que puede producir la maquina térmica y las temperaturas finales del recipiente y el dispositivo. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

8-131 ¿La exergía de un sistema cerrado puede ser negativa? ¿Qué sucede con la exergía de flujo? Explique sus respuestas y utilice una sustancia incompresible como ejemplo.

8-132 Obtenga una relación para la eficiencia de la segunda ley de una máquina térmica que recibe calor Q_H de una fuente a temperatura T_H y rechaza calor Q_L en un sumidero a T_L, la cual es más alta que T_0 (la temperatura de los alrededores), mientras produce calor en la cantidad de W.

8-133E En una instalación de producción, placas cuadradas de latón de 2 × 2 pies y 1.2 pulgadas de espesor (ρ = 532.5 lbm/pie^3 y c_p = 0.091 Btu/lbm · °F) que se encuentran inicialmente

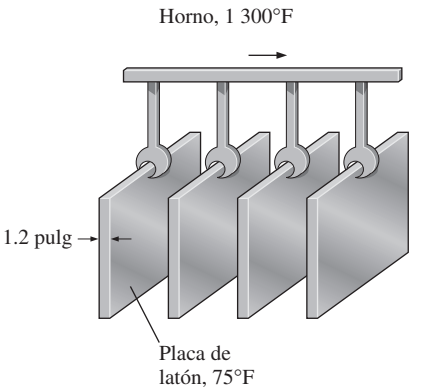


FIGURA P8-133E

a una temperatura uniforme de 75°F, son calentadas al pasarlas a una tasa de 300 por minuto a través de un horno a 1 300°F. Si las placas permanecen en el horno hasta que su temperatura promedio sube a 1 000°F, determine la tasa de transferencia de calor a las placas en el horno y la tasa de destrucción de exergía asociada con este proceso de transferencia de calor.

8-134 Largas varillas cilíndricas de acero (ρ = 7 833 kg/m^3 y c_p = 0.465 kJ/kg · °C) de 10 cm de diámetro se tratan térmicamente pasándolas a una velocidad de 3 m/min a través de un horno de 6 m de largo que se mantiene a 900°C. Si las varillas entran al horno a 30°C y salen a 700°C, determine *a*) la tasa de transferencia de calor hacia las varillas en el horno y *b*) la tasa de destrucción de exergía asociada con este proceso de transferencia de calor. Considere T_0 = 25°C.

8-135 En el condensador de una central eléctrica se condensa vapor a una temperatura de 60°C con agua de enfriamiento proveniente de un lago cercano la cual entra a los tubos del condensador a 15°C a una tasa de 140 kg/s y sale a 25°C. Suponiendo que el condensador está perfectamente aislado, determine *a*) la tasa de condensación del vapor y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el condensador.
Respuestas: a) 2.48 kg, *b)* 694 kW

8-136 Un intercambiador de calor bien aislado calienta agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) de 25°C a 60°C a una tasa de 0.4 kg/s. El calentamiento se logra con agua geotérmica (c_p = 4.31 kJ/kg · °C) disponible a 140°C a una tasa de flujo másico de 0.3 kg/s. El tubo interior es de pared delgada y tiene un diámetro de 0.6 cm. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor.

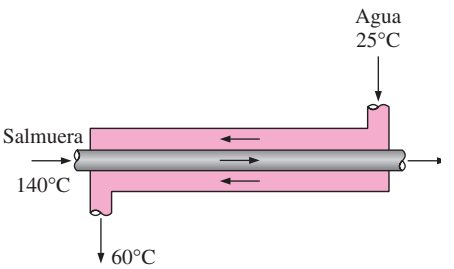


FIGURA P8-136

8-137 Un intercambiador adiabático de calor enfría de 80°C a 40°C etilén glicol (c_p = 2.56 kJ/kg · °C) que fluye a una tasa de 2 kg/s. El enfriamiento es mediante agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) que entra a 20°C y sale a 55°C. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor.

8-138 Un intercambiador de calor a contraflujo, de pared delgada y bien aislado, se emplea para enfriar aceite (c_p = 2.20 kJ/kg · °C) de 150°C a 40°C a una tasa de 2 kg/s, mediante agua (c_p = 4.18 kJ/kg · °C) que entra a 22°C a una tasa de 1.5 kg/s. El diámetro del tubo es de 2.5 cm y su longitud es de 6 m. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor y *b*) la tasa de destrucción de exergía en el intercambiador de calor.

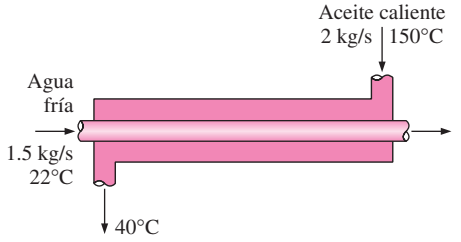


FIGURA P8-138

8-139 En una planta lechera, la leche a 4°C es pasteurizada continuamente a 72°C a una tasa de 12 L/s, 24 horas por día y 365 días al año. La leche se calienta a la temperatura de pasteurización con agua que es calentada en una caldera alimentada con gas natural que tiene una eficiencia de 82 por ciento. Entonces, la leche pasteurizada se enfría con agua fría a 18°C antes de refrigerarse nuevamente a 4°C. Para ahorrar energía y dinero, la planta instala un regenerador que tiene una efectividad de 82 por ciento. Si el costo del gas natural es de $1.04/therm (1 therm = 105 500 kJ), determine cuánta energía y dinero ahorrará el regenerador a esta compañía por año y la reducción anual en destrucción de exergía.

8-140 Entran gases de combustión en una turbina de gas a 750°C y 1.2 MPa a una tasa de 3.4 kg/s, y salen a 630°C y 500 kPa. Se estima que se pierde calor de la turbina a una tasa de 30 kW. Use las propiedades del aire para los gases de combustión y suponga que los alrededores están a 25°C y 100 kPa, entonces determine *a*) la salida de potencia real y reversible de la turbina, *b*) la exergía destruida dentro de la turbina y *c*) la eficiencia de la segunda ley en la turbina.

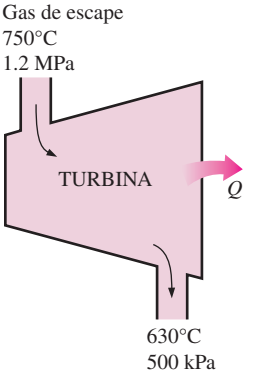


FIGURA P8-140

8-141 En un compresor adiabático entra refrigerante 134a a 160 kPa sobrecalentado por 3°C, y sale a 1.0 MPa. Si el compresor tiene una eficiencia de la segunda ley de 80 por ciento, determine *a*) la entrada de trabajo real, *b*) la eficiencia isentrópica y *c*) la destrucción de exergía. Considere la temperatura ambiente de 25°C. *Respuestas: a*) 49.8 kJ/kg, *b*) 0.78, *c*) 9.95 kJ/kg

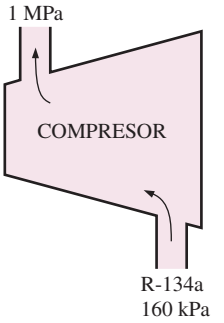


FIGURA P8-141

8-142 En una bomba entra agua a 100 kPa y 30°C a una tasa de 1.35 kg/s, y sale a 4 MPa. Si la bomba tiene una eficacia isentrópica de 70 por ciento, determine *a*) la entrada de potencia real, *b*) la tasa de calentamiento debida a la fricción, *c*) la destrucción de exergía y *d*) la eficiencia de la segunda ley para una temperatura ambiente de 20°C.

8-143 En una válvula de expansión adiabática se expande gas argón desde 3.5 MPa y 100°C hasta 500 kPa. Para condiciones ambientales de 100 kPa y 25°C, determine *a*) la exergía del argón a la entrada, *b*) la destrucción de exergía durante el proceso y *c*) la eficiencia de la segunda ley.

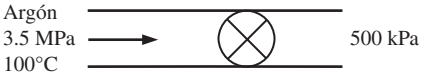


FIGURA P8-143

8-144 En un difusor entra gas nitrógeno a 100 kPa y 150°C con una velocidad de 180 m/s, y sale a 110 kPa y 25 m/s. Se estima una pérdida de 4.5 kJ/kg de calor desde el difusor hacia los alrededores que están a 100 kPa y 27°C. El área de salida del difusor es 0.06 m^2. De acuerdo con la variación de los calores específicos con la temperatura, determine *a*) la temperatura de salida, *b*) la tasa de destrucción de exergía y *c*) la eficiencia de la segunda ley del difusor. *Respuestas: a*) 161°C, *b*) 5.11 kW, *c*) 0.892

Problemas para el examen sobre fundamentos de ingeniería (FI)

8-145 Se pierde calor de forma estable a través de una pared plana a una tasa de 800 W. Si las temperaturas de las superfi-

cies interior y exterior de la pared son 20°C y 5°C, respectivamente, y la temperatura ambiente es de 0°C, la tasa de destrucción de exergía dentro de la pared es

a) 40 W *b*) 17 500 W *c*) 765 W
d) 32 800 W *e*) 0 W

8-146 A un sistema adiabático de tubería entra agua líquida a 15°C a una tasa de 5 kg/s. Se observa que la temperatura del agua sube 0.5°C debido a la fricción. Si la temperatura del ambiente también es de 15°C, la tasa de destrucción de exergía en la tubería es de

a) 8.36 kW *b*) 10.4 kW *c*) 197 kW
d) 265 kW *e*) 2 410 kW

8-147 Una máquina térmica recibe calor de una fuente a 1 500 K a una tasa de 600 kJ/s y rechaza calor de desperdicio hacia un sumidero a 300 K. Si la salida de potencia de la máquina es de 400 kW, la eficiencia de la segunda ley en esta máquina térmica es

a) 42% *b*) 53% *c*) 83%
d) 67% *e*) 80%

8-148 Un depósito contiene 100 toneladas de agua con una elevación promedio de 60 m. La cantidad máxima de potencia eléctrica que puede generarse a partir de esta agua es

a) 8 kWh *b*) 16 kWh *c*) 1 630 kWh
d) 16 300 kWh *e*) 58 800 kWh

8-149 En invierno una casa es mantenida a 25°C por calentadores de resistencia eléctricos. Si la temperatura exterior es de 2°C, la eficiencia de la segunda ley en los calentadores de resistencia es

a) 0% *b*) 7.7% *c*) 8.7%
d) 13% *e*) 100%

8-150 Un sólido de 12 kg cuyo calor específico es de 2.8 kJ/kg · °C está a una temperatura uniforme de −l0°C. Para una temperatura ambiente de 20°C, el contenido de exergía de este sólido es

a) Menor que cero *b*) 0 kJ *c*) 4.6 kJ
d) 55 kJ *e*) 1 008 kJ

8-151 Tomando en cuenta las limitaciones impuestas por la segunda ley de la termodinámica, elija el enunciado *erróneo* entre los siguientes:

a) Una máquina térmica no puede tener una eficiencia térmica de 100%.

b) Para todos los procesos reversibles, la eficiencia de la segunda ley es de 100%.

c) La eficiencia de la segunda ley de una máquina térmica no puede ser mayor que su eficiencia térmica.

d) La eficiencia de la segunda ley de un proceso es de 100% si no se genera entropía durante ese proceso.

e) El coeficiente de desempeño de un refrigerador puede ser mayor a 1.

8-152 Un horno puede suministrar calor en forma estable a 1 600 K a una tasa de 800 kJ/s. La cantidad máxima de potencia que puede producirse utilizando el calor suministrado por este horno en un ambiente a 300 K es

a) 150 kW *b*) 210 kW *c*) 325 kW
d) 650 kW *e*) 984 kW

8-153 Se estrangula aire de 50°C y 800 kPa a una presión de 200 kPa a una tasa de 0.5 kg/s en un ambiente a 25°C. El cambio en energía cinética es insignificante y no ocurre transferencia de calor durante el proceso. El potencial desperdiciado de potencia durante este proceso es

a) 0 *b*) 0.20 kW *c*) 47 kW
d) 59 kW *e*) 119 kW

8-154 A una turbina entra vapor en forma estable a 4 MPa y 400°C, y sale a 0.2 MPa y 150°C en un ambiente a 25°C. La disminución en la exergía del vapor cuando fluye por la turbina es

a) 58 kJ/kg *b*) 445 kJ/kg *c*) 458 kJ/kg
d) 518 kJ/kg *e*) 597 kJ/kg

Problemas de diseño y ensayo

8-155 Obtenga la siguiente información acerca de una central eléctrica cercana a su ciudad: la salida de potencia neta, el tipo y cantidad de combustible usado, la potencia consumida por las bombas, los ventiladores y otros equipos auxiliares, las pérdidas de gas por la chimenea, las temperaturas en varios puntos y la tasa de rechazo de calor hacia el condensador. Utilice éstos y otros datos relevantes y determine la tasa de irreversibilidad en esa central eléctrica.

8-156 Los seres humanos son probablemente las criaturas más capaces del planeta y tienen un alto nivel de potenciales o exergías físicas, intelectuales, emocionales y espirituales. Desafortunadamente las personas empleamos poco de nuestras exergías y dejamos que la mayor parte de ellas se desperdicien. Dibuje cuatro diagramas de exergía en relación con el tiempo y grafique sus exergías física, intelectual, emocional y espiritual en cada uno de estos diagramas durante un periodo de 24 horas. Emplee su mejor juicio según su experiencia. Sobre estos cuatro diagramas, dibuje las exergías respectivas que ha utilizado durante las últimas 24 horas. Compare las dos gráficas en cada diagrama y determine si vive una vida "plena" o si la desperdicia. ¿Podría pensar en diferentes formas de reducir la falta de correspondencia entre sus exergías y la utilización de las mismas?

8-157 Considere sistemas de calefacción de gas natural, de resistencia eléctrica y de bomba de calor. Para una carga de calentamiento especificada, ¿cuál de estos sistemas realizará el trabajo con la menor irreversibilidad? Explique.

8-158 Los sistemas domésticos de agua caliente implican un alto nivel de irreversibilidad, por lo que tienen bajas eficiencias de la segunda ley. El agua en estos sistemas se calienta desde aproximadamente 15°C hasta cerca de 60°C, y la mayor parte del agua caliente se mezcla con agua fría para reducir su temperatura a 45°C o incluso a una temperatura menor antes de usarla en cualquier propósito útil, como una ducha o lavar la ropa en una lavadora que utiliza agua caliente. El agua se descarga a la misma temperatura a la que se usó y se sustituye por agua fría limpia a 15°C. Rediseñe un sistema de agua caliente residencial común de manera que la irreversibilidad se reduzca considerablemente. Dibuje un diagrama del diseño que usted propone.

Capítulo 9

CICLOS DE POTENCIA DE GAS

Dos importantes áreas de aplicación de la termodinámica son la generación de potencia y la refrigeración. Ambas se llevan a cabo mediante sistemas que operan en un ciclo termodinámico. Estos ciclos pueden ser divididos en dos categorías generales: *ciclos de potencia,* los cuales son analizados en este capítulo y el capítulo 10; y los *ciclos de refrigeración,* que se analizarán en el capítulo 11.

Los dispositivos o sistemas empleados para producir una salida de potencia neta reciben el nombre de *máquinas,* y los ciclos termodinámicos en los que operan se denominan *ciclos de potencia.* Los dispositivos o sistemas utilizados para producir un efecto de refrigeración se llaman *refrigeradores, acondicionadores de aire* o *bombas de calor,* y los ciclos en los que operan reciben el nombre de *ciclos de refrigeración.*

Los ciclos termodinámicos también se clasifican como *ciclos de gas* y *ciclos de vapor,* dependiendo de la *fase* del fluido de trabajo. En los ciclos de gas el fluido de trabajo permanece en la fase gaseosa durante todo el ciclo, mientras que en los de vapor el fluido de trabajo existe como vapor durante una parte del ciclo y como líquido durante otra.

Los ciclos termodinámicos se pueden clasificar de otra manera: *ciclos cerrados* y *abiertos.* En los cerrados el fluido de trabajo regresa a su estado inicial al final del ciclo y recircula, mientras que en los abiertos el fluido de trabajo se renueva al final de cada ciclo, en lugar de volver a recircular. En los motores de automóvil, por ejemplo, los gases de combustión se descargan y remplazan por una mezcla fresca de aire y combustible al final de cada ciclo. El motor opera en un ciclo mecánico, pero el fluido de trabajo no pasa a través de un ciclo termodinámico completo.

Las máquinas térmicas están clasificadas como *máquinas de combustión interna* y *de combustión externa*, o según se suministre el calor al fluido de trabajo. En las máquinas de combustión externa (como las centrales eléctricas de vapor) el calor es suministrado al fluido de trabajo por una fuente externa como una caldera, un pozo geotérmico, un reactor nuclear o incluso el sol. En las máquinas de combustión interna (como los motores de automóvil) el calor se genera al quemar el combustible dentro de las fronteras del sistema. En este capítulo se estudian diferentes ciclos de potencia de gas bajo algunas suposiciones simplificadoras.

Objetivos

En el capítulo 9, los objetivos son:

- Evaluar el desempeño de los ciclos de potencia de gas para los cuales los fluidos de trabajo permanecen como gas durante todo el ciclo.
- Desarrollar suposiciones simplificadoras aplicables a los ciclos de potencia de gas.
- Repasar la operación de máquinas reciprocantes (alternativas).
- Analizar los ciclos de potencia de gas cerrados y abiertos.
- Resolver problemas basados en los ciclos de Otto, Diesel, Stirling y Ericsson.
- Resolver problemas basados en el ciclo Brayton, el ciclo Brayton con regeneración, así como el ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.
- Analizar los ciclos de turbopropulsión.
- Identificar las suposiciones simplificadoras para el análisis de la segunda ley de ciclos de potencia de gas.
- Realizar el análisis de la segunda ley de los ciclos de potencia de gas.

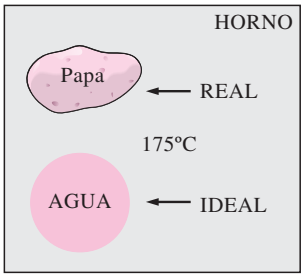


FIGURA 9-1

La modelación es una herramienta poderosa de la ingeniería que proporciona gran perspicacia y simplicidad a expensas de un poco menos de precisión.

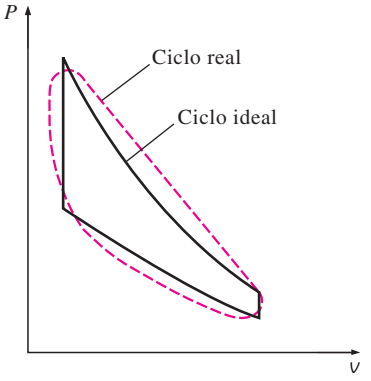


FIGURA 9-2

El análisis de muchos procesos complejos puede ser reducido a un nivel manejable utilizando algunas idealizaciones.

FIGURA 9-3

Debe tenerse cuidado en la interpretación de los resultados de los ciclos ideales.

© Reimpreso con el permiso especial del King Features Syndicate.

9-1 ▪ CONSIDERACIONES BÁSICAS PARA EL ANÁLISIS DE LOS CICLOS DE POTENCIA

La mayor parte de los dispositivos que producen potencia operan en ciclos, y el estudio de los ciclos de potencia es una parte interesante e importante de la termodinámica. Los ciclos que se llevan a cabo en los dispositivos reales son difíciles de analizar debido a la presencia de efectos complicados, como la fricción y la falta de tiempo suficiente para establecer las condiciones de equilibrio durante el ciclo. Para que sea factible el estudio analítico de un ciclo es necesario mantener estas complejidades en un nivel manejable y utilizar algunas idealizaciones (Fig. 9-1). Cuando al ciclo real se le eliminan todas las irreversibilidades y complejidades internas, se consigue finalmente un ciclo que se parece en gran medida al real pero que está formado en su totalidad de procesos internamente reversibles. Tal ciclo es llamado un **ciclo ideal** (Fig. 9-2).

Un modelo idealizado simple permite a los ingenieros estudiar los efectos de los principales parámetros que gobiernan el ciclo, sin detenerse en los detalles. Los ciclos estudiados en este capítulo se encuentran un poco idealizados, pero mantienen las características generales de los reales a los cuales representan. Frecuentemente las conclusiones del análisis de ciclos ideales son aplicables a los reales, por ejemplo la eficiencia térmica del ciclo de Otto, el ciclo ideal para los motores de automóvil de encendido por chispa, aumenta con la relación de compresión. Éste es también el caso para los motores de automóvil reales. Sin embargo, los valores numéricos obtenidos del análisis de un ciclo ideal no son necesariamente representativos de los ciclos reales y debe tenerse cuidado en su interpretación (Fig. 9-3). El análisis simplificado presentado en este capítulo para diferentes ciclos de potencia de interés práctico también puede servir como punto de partida para un estudio más profundo.

Las máquinas térmicas se diseñan con el propósito de convertir energía térmica en trabajo y su desempeño se expresa en términos de la **eficiencia térmica** η_{ter}, que es la relación entre el trabajo neto producido por la máquina y la entrada de calor total:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{Q_{entrada}} \quad \text{o} \quad \eta_{ter} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} \tag{9-1}$$

Recuerde que las máquinas térmicas operadas en un ciclo totalmente reversible, como el ciclo de Carnot, tienen la eficiencia térmica más alta de todas las máquinas térmicas que operan entre los mismos niveles de temperatura. Es decir, nadie puede desarrollar un ciclo más eficiente que el *ciclo de Carnot.* Entonces la siguiente pregunta surge inevitablemente: si el ciclo de Carnot es el mejor ciclo posible, ¿por qué no emplearlo como el ciclo modelo en todas las máquinas térmicas, en vez de ocuparse de los ciclos denominados *ideales*? La respuesta a esta pregunta está relacionada con los equipos. La mayor parte de los ciclos encontrados en la práctica difieren significativamente del de Carnot, de ahí que sea inadecuado como un modelo realista. Cada ciclo ideal estudiado en este capítulo se relaciona con un dispositivo que produce trabajo específico y es una versión *idealizada* del ciclo real.

Los ciclos ideales son *internamente reversibles,* pero, a diferencia del ciclo de Carnot, no son necesariamente externamente reversibles. Esto es, pueden incluir irreversibilidades externas al sistema como la transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura finita. Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo ideal, en general, es menor que la de un ciclo totalmente reversible que opera entre los mismos límites de temperatura. Sin embargo, incluso

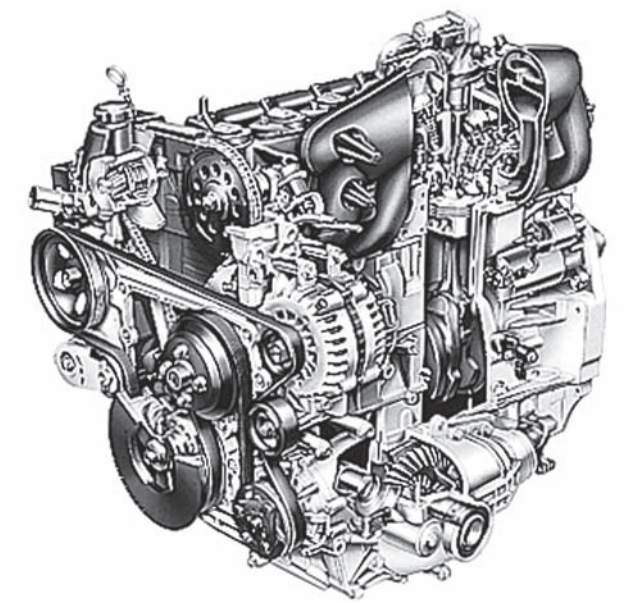


FIGURA 9-4
Un motor de automóvil con la cámara de combustión expuesta.
Cortesía de General Motors

es considerablemente más alta que la eficiencia térmica de un ciclo real debido a las idealizaciones utilizadas (Fig. 9-4).

Las idealizaciones y simplificaciones empleadas comúnmente en el análisis de los ciclos de potencia, pueden resumirse del siguiente modo:

1. El ciclo no implica ninguna *fricción.* Por lo tanto el fluido de trabajo no experimenta ninguna caída de presión cuando fluye en tuberías o dispositivos como los intercambiadores de calor.
2. Todos los procesos de expansión y compresión ocurren en la forma de *cuasiequilibrio*.
3. Las tuberías que conectan a los diferentes componentes de un sistema están muy bien aisladas y la *transferencia de calor* a través de ellas es insignificante.

Ignorar los cambios en las *energías cinética* y *potencial* del fluido de trabajo es otra simplificación comúnmente empleada en el análisis de ciclos de potencia. Ésta es una suposición posible de relacionar porque en dispositivos que incluyen trabajo de eje, como turbinas, compresores y bombas, los términos de las energías cinética y potencial son usualmente muy pequeños respecto de los otros términos en la ecuación de la energía. Las velocidades de fluido encontradas en dispositivos como condensadores, calderas y cámaras de mezclado por lo general son bajas, y las corrientes de fluido experimentan poco cambio en sus velocidades, lo que también vuelve insignificantes los cambios en la energía cinética. Los únicos dispositivos donde los cambios en la energía cinética son significativos son las toberas y los difusores, los cuales se diseñan para crear grandes cambios en la velocidad.

En capítulos anteriores los *diagramas de propiedades* como los P-v y T-s han servido como auxiliares valiosos en el análisis de procesos termodinámicos. Tanto en los diagramas P-v como en los T-s, el área encerrada por las curvas del proceso de un ciclo representa el trabajo neto producido durante el ciclo (Fig. 9-5), lo cual también es equivalente a la transferencia de calor neta en ese ciclo. El diagrama T-s es particularmente útil como ayuda visual

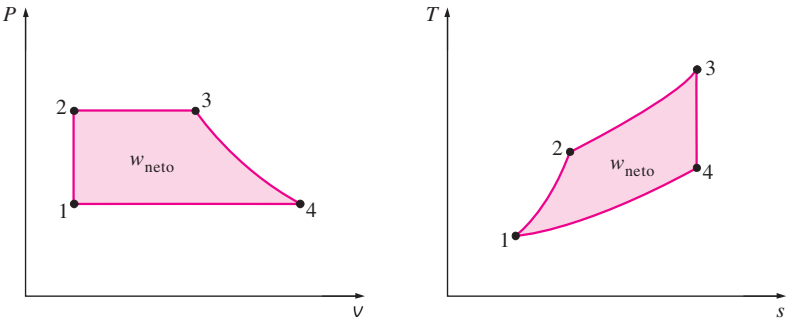


FIGURA 9-5

Tanto en el diagrama *P*-*v* como en el *T*-*s*, el área encerrada por la curva del proceso representa el trabajo neto del ciclo.

en el análisis de ciclos de potencia ideales. Uno de estos ciclos no implica cualquier irreversibilidad interna, por lo tanto el único efecto que puede cambiar la entropía del fluido de trabajo durante un proceso es la transferencia de calor.

En un diagrama *T*-*s* un proceso de *adición de calor* avanza en la dirección de entropía creciente, uno de *rechazo de calor* avanza en la dirección de entropía decreciente, y uno *isentrópico* (internamente reversible, adiabático) avanza a entropía constante. El área bajo la curva del proceso sobre un diagrama *T*-*s* representa la transferencia de calor para ese proceso. El área bajo el proceso de adición de calor sobre un diagrama *T*-*s* es una medida geométrica del calor total suministrado durante el ciclo $q_{entrada}$, y el área bajo el proceso de rechazo de calor es una medida del calor total rechazado q_{salida}. La diferencia entre estos dos (el área encerrada por la curva cíclica) es la transferencia neta de calor, la cual también es el trabajo neto producido durante el ciclo. Por lo tanto, sobre un diagrama *T*-*s*, la relación entre el área encerrada por la curva cíclica y el área bajo la curva del proceso de adición de calor representan la eficiencia térmica del ciclo. *Cualquier modificación que incremente la relación entre estas dos áreas mejorará también la eficiencia térmica del ciclo.*

Aunque el fluido de trabajo en un ciclo ideal de potencia opera en un circuito cerrado, el tipo de procesos individuales que componen el ciclo dependen de los dispositivos individuales utilizados para ejecutar el ciclo. En el ciclo Rankine, el cual es el ciclo ideal para las centrales de potencia de vapor, el fluido de trabajo circula por una serie de dispositivos de flujo estable, como la turbina y el condensador; mientras en el ciclo de Otto, que es el ciclo ideal del motor de automóvil de encendido por chispa, el fluido de trabajo se expande y comprime alternativamente en un dispositivo de cilindro-émbolo. En consecuencia, las ecuaciones correspondientes a los sistemas de flujo estable deben utilizarse en el análisis del ciclo Rankine, mientras que las ecuaciones relativas a sistemas cerrados deben emplearse en el análisis del ciclo de Otto.

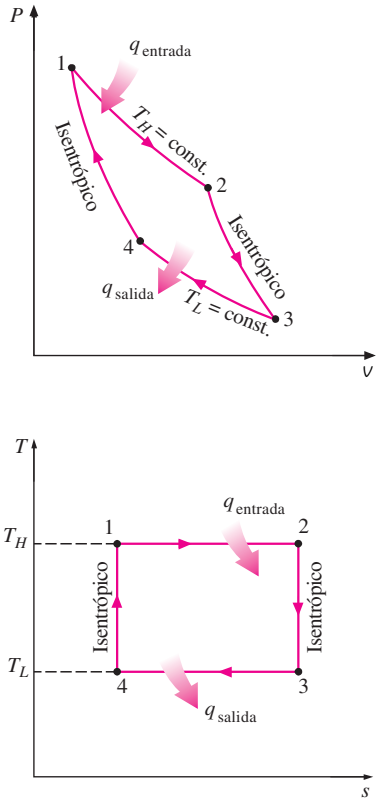


FIGURA 9-6

Diagramas *P*-*v* y *T*-*s* de un ciclo de Carnot.

9-2 ▪ EL CICLO DE CARNOT Y SU VALOR EN INGENIERÍA

El ciclo de Carnot se compone de cuatro procesos totalmente reversibles: adición de calor isotérmica, expansión isentrópica, rechazo de calor isotérmico y compresión isentrópica. Los diagramas *P*-*v* y *T*-*s* de un ciclo de Carnot se vuelven a graficar en la figura 9-6. El ciclo de Carnot puede ser ejecutado en un sistema cerrado (un dispositivo de cilindro-émbolo) o en un sistema de flujo estable (usando dos turbinas y dos compresores, como se muestra en la figura 9-7), y puede emplearse gas o vapor como el fluido de trabajo. El ciclo

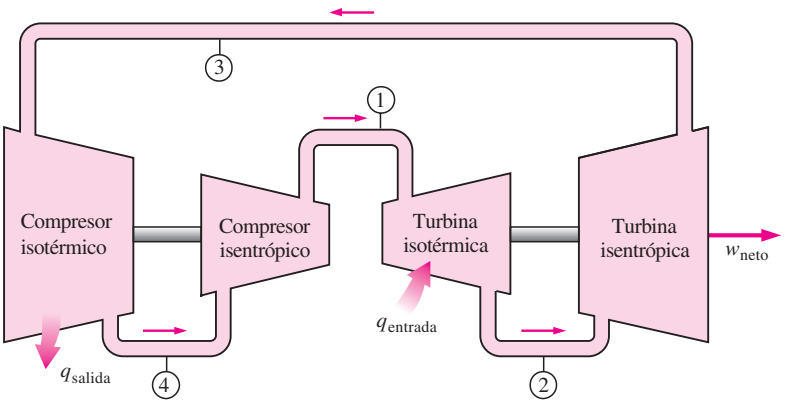


FIGURA 9-7
Una máquina de Carnot de flujo estable.

de Carnot es el ciclo más eficiente que puede ejecutarse entre una fuente de energía térmica a temperatura T_H y un sumidero a temperatura T_L, y su eficiencia térmica se expresa como

$$\eta_{ter,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \qquad \textbf{(9-2)}$$

La transferencia de calor isotérmica reversible es muy difícil de lograr en la práctica porque requeriría intercambiadores de calor muy grandes y necesitaría mucho tiempo (un ciclo de potencia en una máquina común se completa en una fracción de un segundo). Por lo tanto, no es práctico construir una máquina que opere en un ciclo que se aproxima en gran medida al de Carnot.

El valor real del ciclo de Carnot reside en que es el estándar contra el cual pueden compararse ciclos reales o ideales. La eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es una función de las temperaturas del sumidero y de la fuente, y la relación de la eficiencia térmica para este ciclo (Ec. 9-2) transmite un importante mensaje que es igualmente aplicable a ciclos ideales reales: *la eficiencia térmica aumenta con un incremento en la temperatura promedio a la cual se suministra calor hacia el sistema o con una disminución en la temperatura promedio a la cual el calor se rechaza del sistema.*

Sin embargo, las temperaturas de la fuente y el sumidero que pueden emplearse en la práctica tienen límites. La temperatura más alta en el ciclo es limitada por la temperatura máxima que pueden soportar los componentes de la máquina térmica, como el émbolo o los alabes de la turbina. La temperatura más baja está limitada por la temperatura del medio de enfriamiento utilizado en el ciclo, como un lago, un río o el aire atmosférico.

EJEMPLO 9-1 Derivación de la eficiencia del ciclo de Carnot

Demuestre que la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot que opera entre los límites de temperatura de T_H y T_L es una función exclusiva de estas dos temperaturas y que está dada por la ecuación 9-2.

Solución Se demostrará que la eficiencia de un ciclo de Carnot depende solamente de las temperaturas de la fuente y el sumidero.

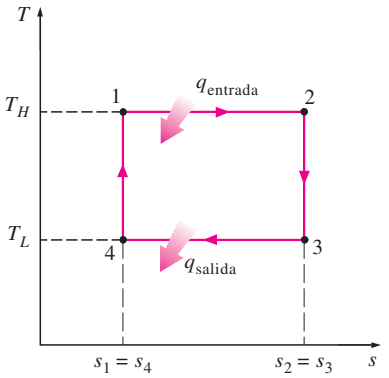


FIGURA 9-8
Diagrama *T-s* para el ejemplo 9-1.

Análisis El diagrama *T-s* de un ciclo de Carnot se vuelve a trazar en la figura 9-8. Los cuatro procesos que componen este ciclo son reversibles y por lo tanto el área bajo cada curva del proceso representa la transferencia de calor para ese proceso. El calor se transfiere al sistema durante los procesos 1-2 y se rechaza durante los procesos 3-4. Por consiguiente, las cantidades de entrada y salida de calor para el ciclo pueden ser expresadas como

$$q_{entrada} = T_H(s_2 - s_1) \quad \text{y} \quad q_{salida} = T_L(s_3 - s_4) = T_L(s_2 - s_1)$$

dado que los procesos 2-3 y 4-1 son isentrópicos y, por lo tanto $s_2 = s_3$ y $s_4 = s_1$. Sustituyendo éstos en la ecuación 9-1, la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es

$$\eta_{ter} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{T_L(s_2 - s_1)}{T_H(s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Explicación Observe que la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es independiente del tipo de fluido de trabajo utilizado (un gas ideal, vapor, etc.) o de si el ciclo es ejecutado en un sistema cerrado o en un flujo estable.

9-3 ▪ SUPOSICIONES DE AIRE ESTÁNDAR

En los ciclos de potencia de gas, el fluido de trabajo permanece como gas durante todo el ciclo. Los motores de encendido por chispa, los motores diesel y las turbinas de gas convencionales son ejemplos comunes de dispositivos que operan en un ciclo de gas. En todas estas máquinas la energía se suministra al quemar un combustible dentro de las fronteras del sistema, es decir, son *máquinas de combustión interna.* Debido a este proceso de combustión la composición del fluido de trabajo cambia durante el curso del ciclo de aire y combustible a productos de la combustión. Sin embargo, si se considera que en el aire predomina el nitrógeno, el cual es sometido a severas reacciones químicas en la cámara de combustión, todo el tiempo el fluido de trabajo se parece mucho al aire.

Aunque las máquinas de combustión interna operan en un ciclo mecánico (el émbolo regresa a su posición de inicio cuando finaliza cada revolución), el fluido de trabajo no se somete a un ciclo termodinámico completo; es lanzado (como gases de escape) fuera de la máquina en algún momento del ciclo en lugar de regresarlo al estado inicial. Trabajar en un ciclo abierto es la característica de todas las máquinas de combustión interna.

Los ciclos de potencia de gases reales son bastante complejos. Para reducir el análisis a un nivel manejable, se utilizan las siguientes aproximaciones, conocidas comúnmente como **suposiciones de aire estándar**:

1. El fluido de trabajo es aire que circula de modo continuo en un circuito cerrado y siempre se comporta como un gas ideal.
2. Todos los procesos que integran el ciclo son internamente reversibles.
3. El proceso de combustión es sustituido por un proceso de adición de calor desde una fuente externa (Fig. 9-9).
4. El proceso de escape es sustituido por un proceso de rechazo de calor que regresa al fluido de trabajo a su estado inicial.

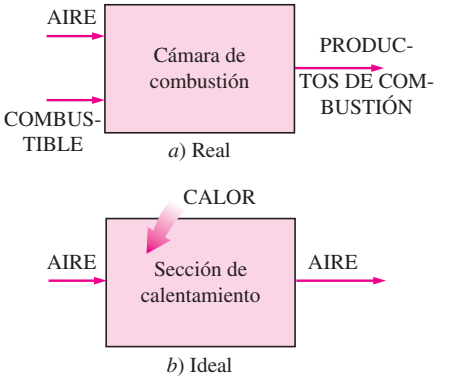


FIGURA 9-9
En ciclos ideales, el proceso de combustión se sustituye por otro de adición de calor.

Para simplificar aún más el análisis, con frecuencia se emplea la suposición de que el aire tiene calores específicos constantes cuyos valores se determinan a *temperatura ambiente* (25°C o 77°F). Cuando se utiliza esta suposi-

ción, las del aire estándar son llamadas **suposiciones de aire frío estándar**. Un ciclo para el cual las suposiciones de aire frío son aplicables se conoce como un **ciclo de aire estándar**.

Las suposiciones de aire estándar previamente establecidas permiten simplificar de modo considerable el análisis sin apartarse de manera significativa de los ciclos reales. Este modelo simplificado permite estudiar de manera cualitativa la influencia de los parámetros principales en el desempeño de las máquinas reales.

9-4 ▪ BREVE PANORAMA DE LAS MÁQUINAS RECIPROCANTES

A pesar de su simplicidad, la máquina reciprocante (básicamente un dispositivo de cilindro-émbolo) es una de esas raras invenciones que ha probado ser muy versátil y abarcar un amplio rango de aplicaciones. Es la fuente de poder de la vasta mayoría de los automóviles, camiones, pequeños aviones, barcos y generadores de energía eléctrica, así como de muchos otros dispositivos.

Los componentes básicos de una máquina reciprocante se muestran en la figura 9-10. El émbolo reciprocante en el cilindro se alterna entre dos posiciones fijas llamadas **punto muerto superior** (PMS) —la posición del émbolo cuando se forma el menor volumen en el cilindro— y **punto muerto inferior** (PMI) —la posición del émbolo cuando se forma el volumen más grande en el cilindro—. La distancia entre el PMS y el PMI es la más larga que el émbolo puede recorrer en una dirección y recibe el nombre de carrera del motor. El diámetro del pistón se llama **calibre**. El aire o una mezcla de aire combustible se introducen al cilindro por la **válvula de admisión**, y los productos de combustión se expelen del cilindro por la **válvula de escape**.

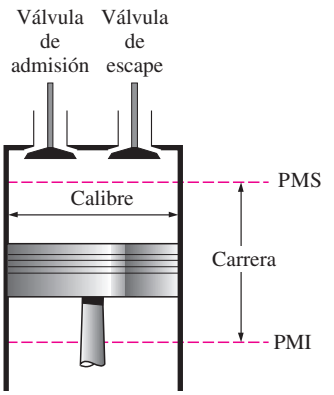


FIGURA 9-10
Nomenclatura para motores reciprocantes.

El volumen mínimo formado en el cilindro cuando el émbolo está en el PMS se denomina **volumen de espacio libre** (Fig. 9-11). El volumen desplazado por el émbolo cuando se mueve entre el PMS y el PMI se llama **volumen de desplazamiento**. La relación entre el máximo volumen formado en el cilindro y el volumen mínimo (espacio libre) recibe el nombre de **relación de compresión** r del motor:

$$r = \frac{V_{máx}}{V_{mín}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \tag{9-3}$$

Observe que la relación de compresión es una *relación de volumen* y no debe confundirse con la relación de presión.

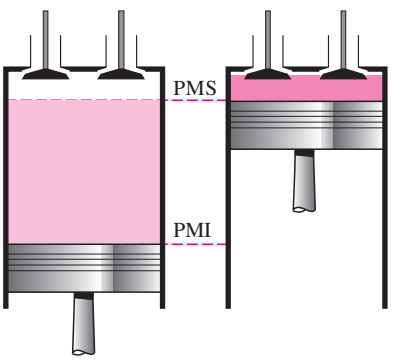
Otro término empleado en las máquinas reciprocantes es la **presión media efectiva** (PME), una presión ficticia que, si actuara sobre el émbolo durante toda la carrera de potencia, produciría la misma cantidad de trabajo neto que el producido durante el ciclo real (Fig. 9-12). Es decir,

$$W_{neto} = \text{PME} \times \text{área del émbolo} \times \text{carrera} = \text{PME} \times \text{volumen de desplazamiento}$$

o

$$\text{PME} = \frac{W_{neto}}{V_{máx} - V_{mín}} = \frac{w_{neto}}{v_{máx} - v_{mín}} \quad \text{(kPa)} \tag{9-4}$$

La presión media efectiva puede ser usada como parámetro para comparar el desempeño de máquinas reciprocantes de igual tamaño. La máquina que tiene un valor mayor de PME entregará más trabajo neto por ciclo y por lo tanto se desempeñará mejor.



a) Volumen de desplazamiento *b*) Volumen de espacio libre

FIGURA 9-11
Volúmenes de desplazamiento y de espacio libre de un motor reciprocante.

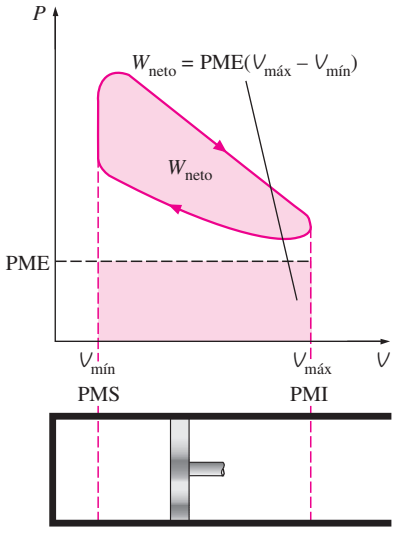


FIGURA 9-12

La salida neta de trabajo de un ciclo es equivalente al producto de la presión media efectiva por el volumen de desplazamiento.

Las máquinas reciprocantes se clasifican como **máquinas de encendido por chispa** (ECH) o **máquinas de encendido por compresión** (ECOM), según como se inicie el proceso de combustión en el cilindro. En las máquinas ECH, la combustión de la mezcla de aire y combustible se inicia con una chispa en la bujía, mientras que en las ECOM la mezcla de aire y combustible se autoenciende como resultado de comprimirla arriba de su temperatura de autoencendido. En las siguientes dos secciones se estudian los *ciclos de Otto* y *Diesel*, los cuales son los ciclos ideales para las máquinas reciprocantes ECH y ECOM, respectivamente.

9-5 ▪ CICLO DE OTTO: EL CICLO IDEAL PARA LAS MÁQUINAS DE ENCENDIDO POR CHISPA

El ciclo de Otto es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por chispa. Recibe ese nombre en honor a Nikolaus A. Otto, quien en 1876, en Alemania, construyó una exitosa máquina de cuatro tiempos utilizando el ciclo propuesto por Frenchman Beau de Rochas en 1862. En la mayoría de las máquinas de encendido por chispa el pistón ejecuta cuatro tiempos completos (dos ciclos mecánicos) dentro del cilindro, y el cigüeñal completa dos revoluciones por cada ciclo termodinámico. Estas máquinas son llamadas máquinas de combustión interna de **cuatro tiempos**. Un diagrama esquemático de cada tiempo, así como el diagrama *P*-*v* para una máquina real de encendido por chispa de cuatro tiempos se presenta en la figura 9-13*a*.

Inicialmente, tanto la válvula de admisión como la de escape están cerradas y el pistón se encuentra en su posición más baja (PMI). Durante la *carrera de*

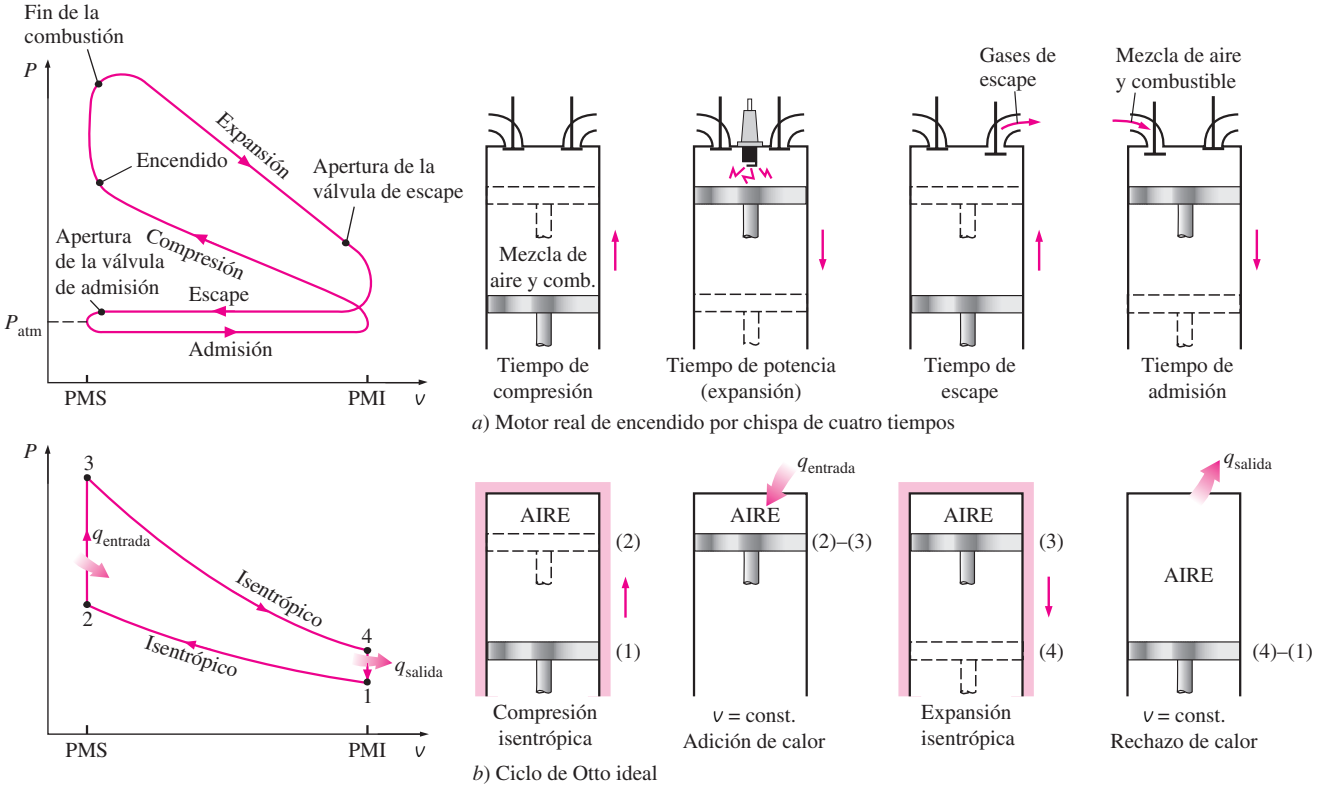


FIGURA 9-13

Ciclos real e ideal en motores de encendido por chispa y sus diagramas *P*-*v*.

compresión, el pistón se mueve hacia arriba y comprime la mezcla de aire y combustible. Un poco antes de que el pistón alcance su posición más alta (PMS), la bujía produce una chispa y la mezcla se enciende, con lo cual aumenta la presión y la temperatura del sistema. Los gases de alta presión impulsan al pistón hacia abajo, el cual a su vez obliga a rotar al cigüeñal, lo que produce una salida de trabajo útil durante la *carrera de expansión* o *carrera de potencia*. Al final de esta carrera, el pistón se encuentra en su posición más baja (la terminación del primer ciclo mecánico) y el cilindro se llena con los productos de la combustión. Después el pistón se mueve hacia arriba una vez más y evacua los gases de escape por la válvula de escape (*carrera de escape*), para descender por segunda vez extrayendo una mezcla fresca de aire y combustible a través de la válvula de admisión (*carrera de admisión*). Observe que la presión en el cilindro está un poco arriba del valor atmosférico durante la carrera de escape y un poco abajo durante la carrera de admisión.

En las **máquinas de dos tiempos**, las cuatro funciones descritas anteriormente se ejecutan sólo en dos tiempos: el de potencia y el de compresión. En estas máquinas el cárter se sella y el movimiento hacia fuera del pistón se emplea para presurizar ligeramente la mezcla de aire y combustible en el cárter, como se muestra en la figura 9-14. Además, las válvulas de admisión y de escape se sustituyen por aberturas en la porción inferior de la pared del cilindro. Durante la última parte de la carrera de potencia, el pistón descubre primero el puerto de escape permitiendo que los gases de escape sean parcialmente expelidos, entonces se abre el puerto de admisión permitiendo que la mezcla fresca de aire y combustible se precipite en el interior e impulse la mayor parte de los gases de escape restantes hacia fuera del cilindro. Esta mezcla es entonces comprimida cuando el pistón se mueve hacia arriba durante la carrera de compresión y se enciende subsecuentemente mediante una bujía.

Las máquinas de dos tiempos son generalmente menos eficientes que sus contrapartes de cuatro tiempos, debido a las expulsiones parciales de los gases de escape y la mezcla fresca de aire y combustible con los gases de escape. Sin embargo, son más sencillas y económicas y tienen altas relaciones entre potencia y peso así como de entre potencia y volumen, lo cual las hace más adecuadas en aplicaciones que requieren tamaño y peso pequeños como motocicletas, sierras de cadena y segadoras de pasto (Fig. 9-15).

Los avances en varias tecnologías —como la inyección directa de combustible, la combustión de carga estratificada y los controles electrónicos— han renovado el interés en las máquinas de dos tiempos porque ofrecen un alto rendimiento y mayor economía de combustible, al mismo tiempo que pueden satisfacer los futuros y más estrictos requerimientos sobre emisiones contaminantes. Para determinados peso y desplazamiento, un motor de dos tiempos bien diseñado puede brindar significativamente más potencia que su contraparte de cuatro tiempos porque producen potencia en cada revolución de la máquina en lugar de producirla en una sí y en otra no. En los nuevos motores de dos tiempos, el rocío de combustible altamente atomizado que se inyecta dentro de la cámara de combustión hacia el final de la carrera de compresión se quema de manera mucho más completa. Este combustible se rocía después de que la válvula de escape se cierra, lo que evita que el combustible no quemado sea emitido a la atmósfera. Con la combustión estratificada, la flama que se inicia al encender una pequeña cantidad de una misma y rica mezcla de combustible y aire cerca de la bujía, se propaga por la cámara de combustión llena con una mezcla escasa de combustible, lo cual origina una combustión mucho más limpia. Asimismo, el avance en la electrónica hace posible asegurar la operación óptima bajo condiciones variables de

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 9, SECC. 2 EN EL DVD.

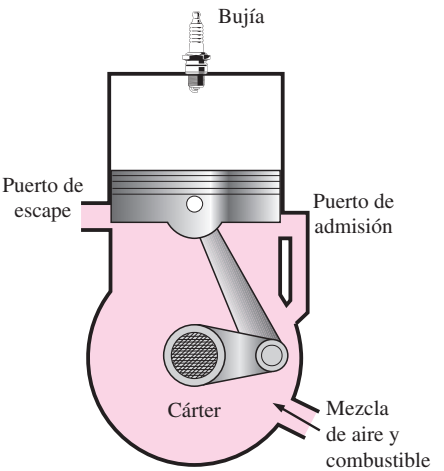


FIGURA 9-14

Diagrama esquemático de un motor reciprocante de dos tiempos.

FIGURA 9-15

Las máquinas de dos tiempos son comúnmente usadas en las motocicletas y máquinas podadoras.

© Vol. 26/PhotoDisc

carga y velocidad del motor. Las principales compañías de automóviles realizan programas de investigación para motores de dos tiempos que se espera que vuelvan a aparecer en el futuro cercano

El análisis termodinámico de los ciclos reales de cuatro y dos tiempos antes descritos no es una tarea simple. Sin embargo, el análisis puede simplificarse de manera significativa si se utilizan las suposiciones de aire estándar, ya que el ciclo que resulta y que es parecido a las condiciones de operación reales es el **ciclo de Otto** ideal, el cual se compone de cuatro procesos reversibles internamente:

1-2 Compresión isentrópica
2-3 Adición de calor a volumen constante
3-4 Expansión isentrópica
4-1 Rechazo de calor a volumen constante

La ejecución del ciclo de Otto en un dispositivo de pistón y cilindro junto a un diagrama P-v se ilustra en la figura 9-13*b*. El diagrama T-s del ciclo de Otto se presenta en la figura 9-16.

El ciclo de Otto se ejecuta en un sistema cerrado, y sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, el balance de energía para cualquiera de los procesos se expresa, por unidad de masa, como

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = \Delta u \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(9-5)}$$

No hay trabajo involucrado durante los dos procesos de transferencia de calor porque ambos toman lugar a volumen constante. Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo puede expresarse como

$$q_{\text{entrada}} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \qquad \textbf{(9-6}\textit{a}\textbf{)}$$

y

$$q_{\text{salida}} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \qquad \textbf{(9-6}\textit{b}\textbf{)}$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal supuesto para el aire frío estándar es

$$\eta_{\text{ter,Otto}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, y $v_2 = v_3$ y $v_4 = v_1$. Por lo tanto,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \qquad \textbf{(9-7)}$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la relación de la eficiencia térmica y simplificando, se obtiene

$$\eta_{\text{ter,Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \qquad \textbf{(9-8)}$$

donde

$$r = \frac{V_{\text{máx}}}{V_{\text{mín}}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \qquad \textbf{(9-9)}$$

que es la **relación de compresión**, y k es la relación de calores específicos c_p/c_v.

En la ecuación 9-8 se muestra que bajo las suposiciones de aire estándar frío, la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal depende de la relación de compresión de la máquina y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal aumenta tanto con la relación de compresión como con la relación de calores específicos. Esto también es cierto para las máquinas de combustión interna reales de encendido por

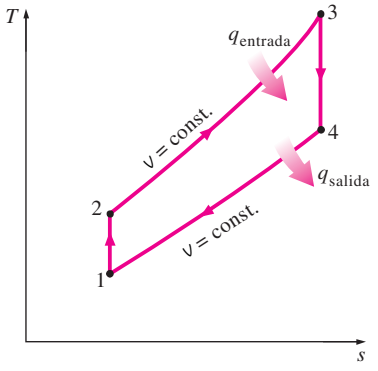


FIGURA 9-16
Diagrama T-s para el ciclo de Otto.

chispa. Una gráfica de la eficiencia térmica contra la relación de compresión se presenta en la figura 9-17 para $k = 1.4$, el cual es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente. Para una relación de compresión dada, la eficiencia térmica de una máquina real de encendido por chispa será menor que la de un ciclo de Otto ideal debido a irreversibilidades como la fricción y a otros factores, como la combustión incompleta.

En la figura 9-17 es posible ver que la curva de la eficiencia térmica está más inclinada a relaciones de compresión bajas, pero se nivela a partir de un valor de relación de compresión aproximadamente de 8. Por consiguiente, el aumento en la eficiencia térmica con la relación de compresión no es tan pronunciado en relaciones de compresión elevadas. Asimismo, cuando se emplean altas relaciones de compresión, la temperatura de la mezcla de aire y combustible se eleva por encima de la temperatura de autoencendido del combustible (temperatura a la que el combustible se enciende sin la ayuda de una chispa) durante el proceso de combustión, con lo que causa un temprano y rápido quemado del combustible en algún punto o puntos frente a la flama, seguido por una combustión casi instantánea del gas remanente. Este encendido prematuro del combustible, denominado **autoencendido**, produce un ruido audible que recibe el nombre de **golpeteo del motor**. El autoencendido en las máquinas de encendido por chispa no puede tolerarse debido a que perjudica el desempeño y puede dañar la máquina. El requerimiento de que el autoencendido no deba permitirse impone un límite superior en las relaciones de compresión que pueden usarse en las máquinas de combustión interna de encendido por chispa.

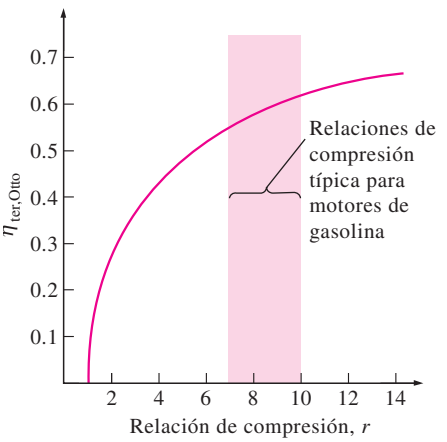


FIGURA 9-17

La eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal como una función de la relación de compresión ($k = 1.4$).

Las mejoras en la eficiencia térmica de máquinas de gasolina mediante el uso de relaciones de compresión más altas (hasta aproximadamente 12) sin que se enfrenten problemas de autoencendido, ha sido posible usando mezclas de gasolina que tienen buenas características de antidetonante, como la gasolina mezclada con tetraetilo de plomo. El tetraetilo de plomo se ha agregado a la gasolina desde 1920 debido a que es el método más económico para elevar el *índice de octano*, que es una medida de la resistencia de un combustible al golpeteo del motor. Sin embargo, la gasolina con plomo tiene un efecto colateral muy indeseable: forma compuestos durante el proceso de combustión que contaminan el ambiente y son muy peligrosos para la salud. En un esfuerzo por combatir la contaminación del aire, a mediados de la década de los setenta, el gobierno de Estados Unidos adoptó una política que originó la discontinuación eventual de la gasolina con plomo. Imposibilitados de emplear plomo, las refinadoras desarrollaron técnicas más elaboradas para mejorar las características antidetonantes de la gasolina. La mayor parte de los automóviles fabricados a partir de 1975 se han diseñado para usar gasolina sin plomo, y las relaciones de compresión se han reducido para evitar el golpeteo del motor. La disponibilidad de combustibles de alto octano hizo posible elevar nuevamente las proporciones de compresión en los años recientes. También, gracias a mejoras en otras áreas (reducción en el peso total del automóvil, diseño aerodinámico mejorado, etc.) los automóviles actuales ofrecen una mejor economía de combustible y en consecuencia permiten recorrer más kilómetros por litro de combustible. Esto es un ejemplo de cómo las decisiones de ingeniería implican compromisos, y la eficiencia es únicamente una de las consideraciones en el diseño final.

El segundo parámetro que afecta la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal es la relación de calores específicos k. Para una relación de compresión dada, un ciclo de Otto ideal que emplea un gas monoatómico (como argón o helio, $k = 1.667$) como fluido de trabajo tendrá la eficiencia térmica más alta. La relación de calores específicos k, y por lo tanto la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal, disminuye cuando las moléculas del fluido de trabajo son más grandes (Fig. 9-18). A temperatura ambiente, este valor es de 1.4 para el

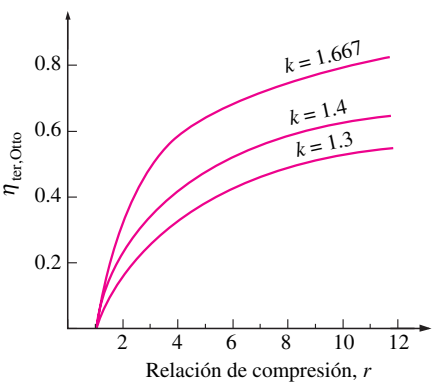


FIGURA 9-18

La eficiencia térmica del ciclo de Otto aumenta con la relación de calores específicos k del fluido de trabajo.

aire, de 1.3 para el dióxido de carbono y de 1.2 para el etano. El fluido de trabajo en máquinas reales contiene moléculas más grandes, como dióxido de carbono, y la relación de calores específicos disminuye con la temperatura, la cual es una de las razones por las que los ciclos reales tienen eficiencias térmicas más bajas que el ciclo de Otto ideal. La eficiencia térmica de máquinas reales de encendido por chispa varía de aproximadamente 25 a 30 por ciento.

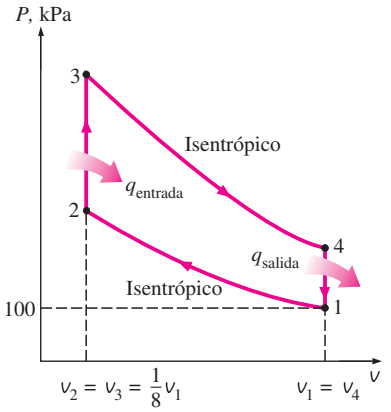


FIGURA 9-19
Diagrama *P*-*v* para el ciclo de Otto estudiado en el ejemplo 9-2.

EJEMPLO 9-2 El ciclo de Otto ideal

Un ciclo de Otto ideal tiene una relación de compresión de 8. Al inicio del proceso de compresión el aire está a 100 kPa y 17°C, y 800 kJ/kg de calor se transfieren a volumen constante hacia el aire durante el proceso de adición de calor. Tome en cuenta la variación de los calores específicos del aire con la temperatura y determine *a*) la temperatura y presión máximas que ocurren durante el ciclo, *b*) la salida de trabajo neto, *c*) la eficiencia térmica y *d*) la presión media efectiva en el ciclo.

Solución Se considera un ciclo de Otto ideal. Se determinarán la temperatura y presión máximas, la salida de trabajo neto, la eficiencia térmica y la presión media efectiva en el ciclo.

Suposiciones **1** Las suposiciones de aire estándar son aplicables. **2** Los cambios de energías cinética y potencial son insignificantes. **3** Será considerada la variación de los calores específicos debido a la temperatura.

Análisis El diagrama *P*-*v* para el ciclo de Otto ideal descrito se muestra en la figura 9-19. Se observa que el aire contenido en el cilindro forma un sistema cerrado.

a) La temperatura y presión máximas en un ciclo de Otto ocurren al final del proceso de adición de calor a volumen constante (estado 3). Pero primero necesitamos determinar la temperatura y presión del aire al final del proceso isentrópico de compresión (estado 2), usando los datos de la tabla A.17:

$$T_1 = 290\ \text{K} \rightarrow \begin{matrix} u_1 = 206.91\ \text{kJ/kg} \\ v_{r1} = 676.1 \end{matrix}$$

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal):

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{r} \rightarrow v_{r2} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{676.1}{8} = 84.51 \rightarrow \begin{matrix} T_2 = 652.4\ \text{K} \\ u_2 = 475.11\ \text{kJ/kg} \end{matrix}$$

$$\frac{P_2 v_2}{T_2} = \frac{P_1 v_1}{T_1} \rightarrow P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)\left(\frac{v_1}{v_2}\right)$$
$$= (100\ \text{kPa})\left(\frac{652.4\ \text{K}}{290\ \text{K}}\right)(8) = 1\,799.7\ \text{kPa}$$

Proceso 2-3 (adición de calor a volumen constante):

$$q_{entrada} = u_3 - u_2$$
$$800\ \text{kJ/kg} = u_3 - 475.11\ \text{kJ/kg}$$
$$u_3 = 1\,275.11\ \text{kJ/kg} \rightarrow \begin{matrix} T_3 = \mathbf{1\,575.1\ K} \\ v_{r3} = 6.108 \end{matrix}$$

$$\frac{P_3 v_3}{T_3} = \frac{P_2 v_2}{T_2} \rightarrow P_3 = P_2\left(\frac{T_3}{T_2}\right)\left(\frac{v_2}{v_3}\right)$$
$$= (1.7997 \text{ MPa})\left(\frac{1\,575.1 \text{ K}}{652.4 \text{ K}}\right)(1) = \mathbf{4.345 \text{ MPa}}$$

b) La salida de trabajo neto para el ciclo se determina al encontrar mediante integración cada trabajo de frontera ($P\,dV$) implicado en cada proceso y sumándolos, o al encontrar la transferencia neta de calor que es equivalente al trabajo neto realizado durante el ciclo. Aquí se considera el último planteamiento. De cualquier modo, primero se necesita encontrar la energía interna del aire en el estado 4:

Proceso 3-4 (expansión isentrópica de un gas ideal):

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = r \rightarrow v_{r4} = r v_{r3} = (8)(6.108) = 48.864 \rightarrow T_4 = 795.6 \text{ K}$$
$$u_4 = 588.74 \text{ kJ/kg}$$

Proceso 4-1 (rechazo de calor a volumen constante):

$$-q_{\text{salida}} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{\text{salida}} = u_4 - u_1$$
$$q_{\text{salida}} = 588.74 - 206.91 = 381.83 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = 800 - 381.83 = \mathbf{418.17 \text{ kJ/kg}}$$

c) La eficiencia térmica del ciclo es determinada a partir de su definición:

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{800 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.523 \text{ o } 52.3\%}$$

Bajo las suposiciones de aire estándar frío (valores de calores específicos constantes a temperatura ambiente), la eficiencia térmica sería (Ec. 9-8)

$$\eta_{\text{ter,Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} = 1 - r^{1-k} = 1 - (8)^{1-1.4} = 0.565 \text{ o } 56.5\%$$

la cual es considerablemente diferente del valor obtenido antes. Por lo tanto, debe tenerse cuidado al utilizar las suposiciones de aire frío estándar.

d) La presión media efectiva se determina por su definición, a partir de la ecuación 9-4:

$$\text{PME} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_1 - v_2} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_1 - v_1/r} = \frac{w_{\text{neto}}}{v_1(1 - 1/r)}$$

donde

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(290 \text{ K})}{100 \text{ kPa}} = 0.832 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Por lo tanto,

$$\text{PME} = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{(0.832 \text{ m}^3/\text{kg})\left(1 - \frac{1}{8}\right)}\left(\frac{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3}{1 \text{ kJ}}\right) = \mathbf{574 \text{ kPa}}$$

Explicación Observe que una presión constante de 574 kPa durante la carrera de potencia producirá la misma salida de trabajo neto que el ciclo completo.

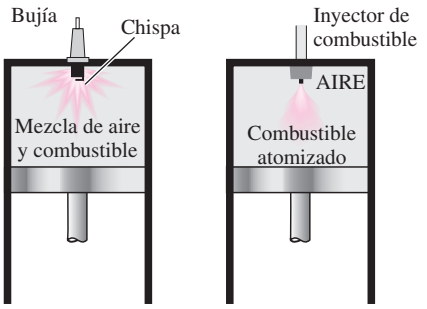
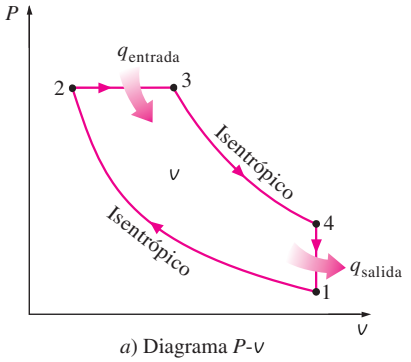
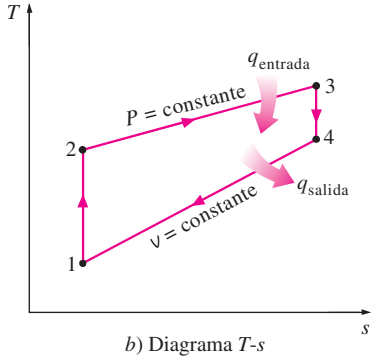


FIGURA 9-20

En los motores diesel la bujía se remplaza por un inyector de combustible, y sólo se comprime el aire durante el proceso de compresión.



a) Diagrama *P*-*v*



b) Diagrama *T*-*s*

FIGURA 9-21

Diagramas *T*-*s* y *P*-*v* para el ciclo Diesel ideal.

9-6 ▪ CICLO DIESEL: EL CICLO IDEAL PARA LAS MÁQUINAS DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

El ciclo Diesel es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes ECOM. El motor ECOM, por primera vez propuesto por Rudolph Diesel en la década de 1890, es muy similar al motor ECH estudiado en la última sección; la diferencia principal está en el método de inicio de la combustión. En los motores de encendido por chispa (conocidos también como motores de *gasolina*), la mezcla de aire y combustible se comprime hasta una temperatura inferior a la temperatura de autoencendido del combustible y el proceso de combustión se inicia al encender una bujía. En los motores ECOM (también conocidos como *motores diesel*) el aire se comprime hasta una temperatura que es superior a la temperatura de autoencendido del combustible, y la combustión inicia al contacto, cuando el combustible se inyecta dentro de este aire caliente. Por lo tanto, en los motores diesel la bujía y el carburador son sustituidos por un inyector de combustible (Fig. 9-20).

En los motores de gasolina, una mezcla de aire y combustible se comprime durante la carrera de compresión, mientras que las relaciones de compresión están limitadas por el comienzo del autoencendido o el golpeteo del motor. En los diesel, solamente el aire se comprime durante la carrera de compresión, eliminando la posibilidad de autoencendido. Por lo tanto, los motores diesel pueden ser diseñados para operar a relaciones de compresión mucho más altas, generalmente entre 12 y 24. No tener el problema del autoencendido conlleva otro beneficio: muchos de los exigentes requerimientos impuestos a la gasolina pueden ser eliminados, de manera que los combustibles menos refinados (y por lo tanto menos costosos) pueden utilizarse en los motores diesel.

El proceso de inyección de combustible en los motores diesel empieza cuando el pistón se aproxima al PMS y continúa durante la primera parte de la carrera de potencia. Por lo tanto, en estos motores el proceso de combustión sucede durante un periodo más largo. Debido a esta mayor duración, el proceso de combustión en el ciclo Diesel ideal se obtiene como un proceso de adición de calor a presión constante. De hecho, éste es el único proceso donde los ciclos de Otto y Diesel difieren. Los tres procesos restantes son los mismos para ambos ciclos ideales. Es decir, el proceso 1-2 es una compresión isentrópica, el 3-4 una expansión isentrópica y el 4-1 un rechazo de calor a volumen constante. La similitud entre los dos ciclos es también evidente en los diagramas *P*-*v* y *T*-*s* del ciclo Diesel, mostrados en la figura 9-21.

Si se observa que el ciclo Diesel se ejecuta en un dispositivo de pistón y cilindro, que forma un sistema cerrado, la cantidad de calor añadida al fluido de trabajo a presión constante y rechazada por éste a volumen constante puede expresarse como

$$q_{entrada} - w_{b,salida} = u_3 - u_2 \rightarrow q_{entrada} = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2)$$
$$= h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \qquad \textbf{(9-10}a\textbf{)}$$

y

$$-q_{salida} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{salida} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \qquad \textbf{(9-10}b\textbf{)}$$

Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo Diesel ideal bajo las suposiciones de aire frío estándar se vuelve

$$\eta_{ter,Diesel} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Ahora se define una nueva cantidad, la **relación de corte de admisión** r_c, como la relación de los volúmenes del cilindro antes y después del proceso de combustión:

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} \tag{9-11}$$

Al usar esta definición y las relaciones de gas ideal isentrópicas para los procesos 1-2 y 3-4, la relación de la eficiencia térmica se reduce a

$$\eta_{\text{ter,Diesel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)}\right] \tag{9-12}$$

donde r es la relación de compresión definida por la ecuación 9-9. Si se observa cuidadosamente la ecuación 9-12, se notará que bajo las suposiciones de aire frío estándar la eficiencia de un ciclo Diesel difiere de la de un ciclo de Otto por la cantidad que está entre paréntesis, la cual siempre es mayor que 1. Por lo tanto,

$$\eta_{\text{ter,Otto}} > \eta_{\text{ter,Diesel}} \tag{9-13}$$

cuando ambos ciclos operan en la misma relación de compresión. Asimismo, cuando la relación de corte disminuye, la eficiencia del ciclo Diesel aumenta (Fig. 9-22). Para el caso limitante de $r_c = 1$, la cantidad entre paréntesis se vuelve la unidad (¿puede usted demostrarlo?), y las eficiencias de los ciclos de Otto y Diesel se vuelven idénticas. Recuerde, sin embargo, que los motores diesel operan con relaciones de compresión mucho más altas, por lo que suelen ser más eficientes que los de encendido por chispa (gasolina). Los motores diesel también queman el combustible de manera más completa, ya que usualmente operan a menores revoluciones por minuto y la relación de masa de aire y combustible es mucho mayor que los motores de encendido por chispa. Las eficiencias térmicas de los motores diesel varían aproximadamente entre 35 y 40 por ciento.

La mayor eficiencia y el menor costo de combustible de los motores diesel los convierte en la opción más indicada para aplicaciones que requieren cantidades relativamente grandes de potencia, como los motores de locomotoras, las unidades de generación de electricidad de emergencia, grandes barcos y pesados camiones. Un ejemplo de qué tan grande puede ser un motor diesel es el de 12 cilindros construido en 1964 por la corporación italiana Fiat, el cual tenía una salida de potencia normal de 25 200 hp (18.8 MW) a 122 rpm, un diámetro del cilindro de 90 cm y una carrera de 91 cm.

Considerar al proceso de combustión en motores de combustión interna como un proceso de adición de calor a volumen constante o a presión constante, es demasiado simple y nada realista. Probablemente un mejor enfoque (pero más complejo) sería modelar el proceso de combustión, tanto en motores de gasolina como de diesel, como una combinación de dos procesos de transferencia de calor: uno a volumen constante y el otro a presión constante. El ciclo ideal basado en este concepto recibe el nombre de **ciclo dual** y su diagrama P-v se presenta en la figura 9-23. Las cantidades relativas de calor transferido durante cada proceso pueden ajustarse para asemejar al ciclo real con mayor exactitud. Observe que tanto el ciclo de Otto como el Diesel pueden obtenerse como casos especiales del ciclo dual.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 9, SECC. 3 EN EL DVD.

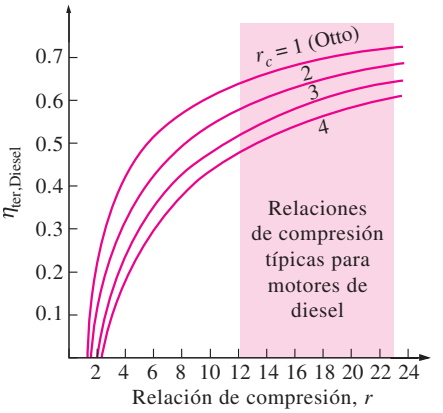


FIGURA 9-22
Eficiencia térmica del ciclo Diesel ideal como una función de las relaciones de compresión y de cierre de admisión ($k = 1.4$).

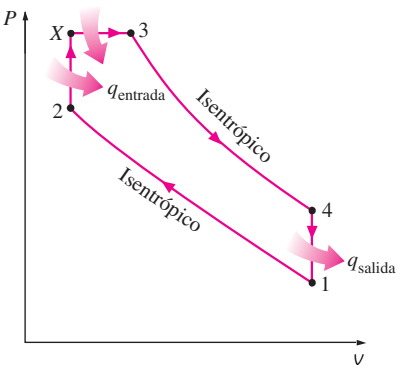


FIGURA 9-23
Diagrama P-v para el ciclo dual ideal.

EJEMPLO 9-3 El ciclo Diesel ideal

Un ciclo Diesel ideal con aire como fluido de trabajo tiene una relación de compresión de 18 y una relación de corte de admisión de 2. Al principio del proceso de compresión el fluido de trabajo está a 14.7 psia, 80°F y 11.7 pulg^3. Utilice las suposiciones de aire frío estándar y determine *a)* la tempe-

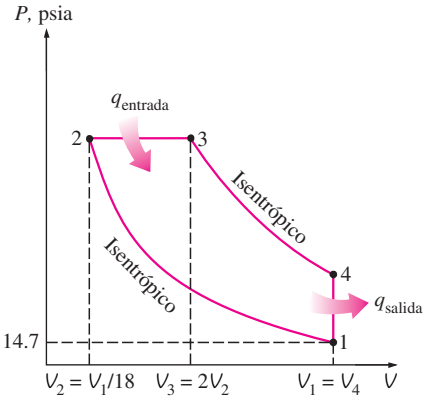


FIGURA 9-24

Diagrama *P-V* para el ciclo Diesel ideal analizado en el ejemplo 9-3.

ratura y presión del aire al final de cada proceso, *b)* la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica y *c)* la presión media efectiva.

Solución Se tiene un ciclo Diesel ideal. Se determinará la temperatura y la presión al final de cada proceso, la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica, así como la presión media efectiva.

Suposiciones **1** Las suposiciones de aire estándar frío son aplicables, por lo tanto puede suponerse que el aire tiene calores específicos constantes a temperatura ambiente. **2** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes.

Propiedades La constante de gas del aire es $R = 0.3704$ psia · pies^3/lbm · R, mientras que sus otras propiedades a temperatura ambiente son $c_p = 0.240$ Btu/lbm · R, $c_V = 0.171$ Btu/lbm · R y $k = 1.4$ (Tabla A.2E*a*).

Análisis El diagrama *P-V* del ciclo Diesel ideal se muestra en la figura 9-24. Observe que el aire contenido en el cilindro forma un sistema cerrado.

a) Los valores de la temperatura y la presión al final de cada proceso pueden determinarse si se utilizan las relaciones isentrópicas de gas ideal para los procesos 1-2 y 3-4. Pero primero determine los volúmenes al final de cada proceso a partir de las definiciones de la relación de compresión y de la relación de corte:

$$V_2 = \frac{V_1}{r} = \frac{117 \text{ in}^3}{18} = 6.5 \text{ in}^3$$

$$V_3 = r_c V_2 = (2)(6.5 \text{ in}^3) = 13 \text{ in}^3$$

$$V_4 = V_1 = 117 \text{ in}^3$$

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes):

$$T_2 = T_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = (540 \text{ R})(18)^{1.4-1} = \mathbf{1\,716 \text{ R}}$$

$$P_2 = P_1\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k} = (14.7 \text{ psia})(18)^{1.4} = \mathbf{841 \text{ psia}}$$

Proceso 2-3 (adición de calor a un gas ideal a presión constante):

$$P_3 = P_2 = \mathbf{841 \text{ psia}}$$

$$\frac{P_2V_2}{T_2} = \frac{P_3V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2\left(\frac{V_3}{V_2}\right) = (1\,716 \text{ R})(2) = \mathbf{3\,432 \text{ R}}$$

Proceso 3-4 (expansión isentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes):

$$T_4 = T_3\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = (3\,432 \text{ R})\left(\frac{13 \text{ in}^3}{117 \text{ in}^3}\right)^{1.4-1} = \mathbf{1\,425 \text{ R}}$$

$$P_4 = P_3\left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k} = (841 \text{ psia})\left(\frac{13 \text{ in}^3}{117 \text{ in}^3}\right)^{1.4} = \mathbf{38.8 \text{ psia}}$$

b) El trabajo neto para un ciclo es equivalente a la transferencia de calor neta. Pero primero es necesario calcular la masa del aire:

$$m = \frac{P_1V_1}{RT_1} = \frac{(14.7 \text{ psia})(117 \text{ in}^3)}{(0.3704 \text{ psia} \cdot \text{ft}^3/\text{lbm} \cdot \text{R})(540 \text{ R})}\left(\frac{1 \text{ ft}^3}{1\,728 \text{ in}^3}\right) = 0.00498 \text{ lbm}$$

El proceso 2-3 es de adición de calor a presión constante, para el cual el trabajo de frontera y Δu pueden combinarse para formar Δh. Por lo tanto,

$$\begin{aligned} Q_{\text{entrada}} &= m(h_3 - h_2) = mc_p(T_3 - T_2) \\ &= (0.00498 \text{ lbm})(0.240 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})[(3432 - 1\,716) \text{ R}] \\ &= 2.051 \text{ Btu} \end{aligned}$$

El proceso 4-1 es de rechazo de calor a volumen constante (no incluye interacciones de trabajo) y la cantidad de calor rechazado es

$$\begin{aligned} Q_{\text{salida}} &= m(u_4 - u_1) = mc_v(T_4 - T_1) \\ &= (0.00498 \text{ lbm})(0.171 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R})[(1\,425 - 540) \text{ R}] \\ &= 0.754 \text{ Btu} \end{aligned}$$

Por lo tanto,

$$W_{\text{neto}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} = 2.051 - 0.754 = \mathbf{1.297 \text{ Btu}}$$

Entonces, la eficiencia térmica es

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entrada}}} = \frac{1.297 \text{ Btu}}{2.051 \text{ Btu}} = \mathbf{0.632 \text{ o } 63.2\%}$$

La eficiencia térmica de este ciclo Diesel bajo las suposiciones de aire frío estándar podría determinarse también de la ecuación 9-12.

c) La presión media efectiva se determina a partir de su definición, de la ecuación 9-4:

$$\begin{aligned} \text{PME} &= \frac{W_{\text{neto}}}{V_{\text{máx}} - V_{\text{mín}}} = \frac{W_{\text{neto}}}{V_1 - V_2} = \frac{1.297 \text{ Btu}}{(117 - 6.5) \text{ in}^3}\left(\frac{778.17 \text{ lbf} \cdot \text{ft}}{1 \text{ Btu}}\right)\left(\frac{12 \text{ in.}}{1 \text{ ft}}\right) \\ &= \mathbf{110 \text{ psia}} \end{aligned}$$

Explicación Observe que una presión constante de 110 psia durante la carrera de potencia produciría la misma salida de trabajo neto que el ciclo Diesel completo.

9-7 ▪ CICLOS STIRLING Y ERICSSON

Los ciclos ideales de Otto y Diesel ya analizados se componen por completo de procesos internamente reversibles, por lo que son ciclos internamente reversibles. Sin embargo, estos ciclos no son totalmente reversibles, dado que incluyen transferencia de calor debido a una diferencia de temperatura finita durante los procesos no isotérmicos de adición y rechazo de calor, los cuales son irreversibles. Por consiguiente, la eficiencia térmica de un motor de Otto o Diesel será menor que la de un motor de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

Considere una máquina térmica que opera entre una fuente de calor T_H y un sumidero a T_L. Para que el ciclo de la máquina térmica sea totalmente reversible, la diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y la fuente (o sumidero) nunca debe exceder una cantidad diferencial dT durante cualquier proceso de transferencia de calor. Es decir, los procesos de adición y de rechazo de calor durante el ciclo deben suceder de modo isotérmico, uno a cierta temperatura de T_H y el otro a una temperatura de T_L. Esto es precisamente lo que sucede en un ciclo de Carnot.

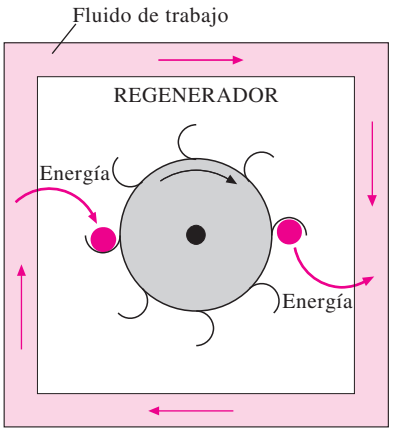


FIGURA 9-25

El regenerador es un dispositivo que pide prestada la energía al fluido de trabajo durante una parte del ciclo y que se la paga (sin intereses) durante otra parte.

Existen otros dos ciclos que implican un proceso de adición de calor isotérmico a T_H y un proceso de rechazo de calor isotérmico a T_L: el *ciclo Stirling* y el *ciclo Ericsson*. Éstos difieren del ciclo de Carnot en que los dos procesos isentrópicos son sustituidos por dos de regeneración a volumen constante en el ciclo Stirling, y por dos de regeneración a presión constante en el ciclo Ericsson. Ambos ciclos utilizan **regeneración**, un proceso en el que se transfiere calor hacia un dispositivo de almacenamiento de energía térmica (llamado *regenerador*) durante una parte del ciclo y se transfiere de nuevo hacia el fluido de trabajo durante otra (Fig. 9-25).

En la figura 9-26*b* se muestran los diagramas *T-s* y *P-v* del **ciclo Stirling**, el cual está integrado por cuatro procesos totalmente reversibles:

1-2 T = expansión *constante* (adición de calor de una fuente externa)

2-3 v = regeneración *constante* (transferencia de calor interna desde el fluido de trabajo hacia el regenerador)

3-4 T = compresión *constante* (rechazo de calor en un sumidero externo)

4-1 v = regeneración *constante* (nuevamente, transferencia de calor interna desde un regenerador hacia el fluido de trabajo)

La ejecución del ciclo Stirling requiere equipos de tecnología avanzada. Los motores Stirling reales, incluso el patentado originalmente por Robert Stirling, son muy pesados y complicados. Para evitar al lector complejidades, la ejecución del ciclo Stirling en un sistema cerrado se explica con la ayuda del motor hipotético mostrado en la figura 9-27.

Este sistema se compone de un cilindro con dos émbolos a los lados y un regenerador en medio. El regenerador puede ser una malla de alambre o cerámica o cualquier tipo de tapón poroso con una alta masa térmica (masa por

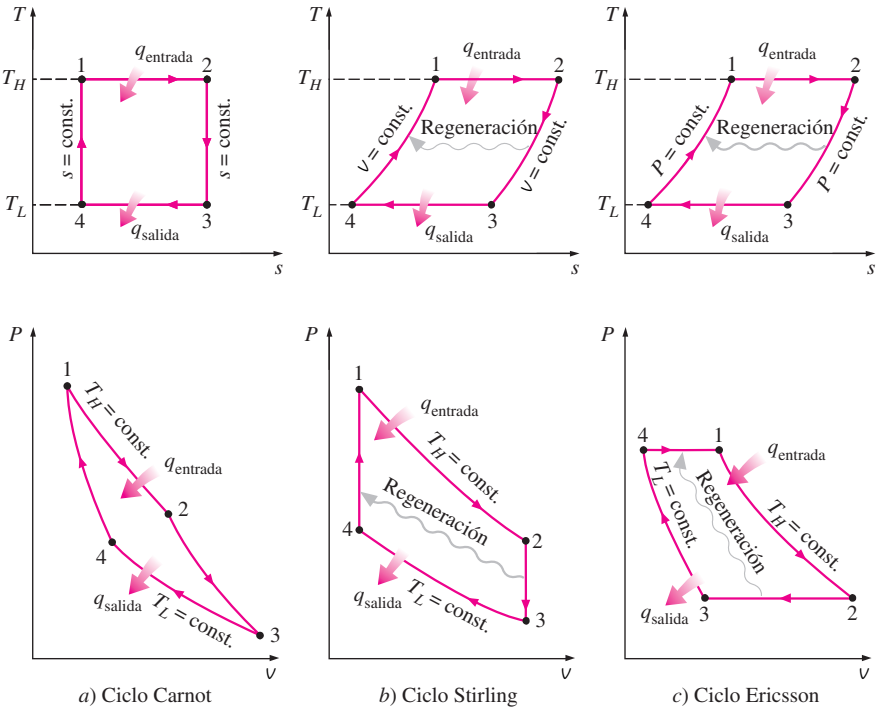


FIGURA 9-26

Diagramas *T-s* y *P-v* de los ciclos de Carnot, Stirling y Ericsson.

calor específico), que se emplea para el almacenamiento temporal de energía térmica. La masa del fluido de trabajo contenida dentro del regenerador en cualquier instante se considera insignificante.

Inicialmente, la cámara izquierda alberga todo el fluido de trabajo (un gas) que se encuentra a alta temperatura y presión. Durante el proceso 1-2 se añade de calor al gas a T_H desde una fuente a T_H. Cuando el gas se expande isotérmicamente, el émbolo de la izquierda se mueve hacia fuera, efectúa trabajo y la presión del gas disminuye. Durante el proceso 2-3 los dos émbolos se mueven hacia la derecha a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) hasta que todo el gas es introducido en la cámara derecha. Cuando el gas pasa por el regenerador se transfiere calor al regenerador y la temperatura del gas disminuye de T_H a T_L. Para que este proceso de transferencia de calor sea reversible, la diferencia de temperatura entre el gas y el regenerador no debe exceder una cantidad diferencial dT en cualquier punto. Así, la temperatura del regenerador será T_H en el extremo izquierdo del mismo y T_L en el derecho cuando se alcanza el estado 3. Durante el proceso 3-4 el émbolo de la derecha se mueve hacia dentro y comprime el gas, se transfiere calor del gas al sumidero a temperatura T_L, por lo que la temperatura del gas permanece constante en T_L mientras aumenta la presión. Por último, durante el proceso 4-1, ambos émbolos se mueven hacia la izquierda a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) y empujan a todo el gas hacia la cámara izquierda. La temperatura del gas aumenta de T_L a T_H cuando pasa por el regenerador y toma la energía térmica almacenada ahí durante el proceso 2-3. Esto completa el ciclo.

Observe que el segundo proceso a volumen constante sucede a un volumen más pequeño que el primero y que la transferencia neta de calor hacia el regenerador durante un ciclo es cero. Es decir, la cantidad de energía almacenada en el regenerador durante el proceso 2-3 es igual a la cantidad de calor tomada por el gas durante el proceso 4-1.

Los diagramas T-s y P-v del **ciclo Ericsson** se presentan en la figura 9-26*c*. El ciclo Ericsson es muy similar al Stirling, salvo en que los dos procesos a volumen constante se sustituyen por otros dos a presión constante.

En la figura 9-28 se muestra un sistema de flujo estable que opera en un ciclo Ericsson. Aquí los procesos de expansión y compresión isotérmicos se ejecutan en un compresor y en una turbina, respectivamente, y un intercambiador de calor de contraflujo sirve como un regenerador. Las corrientes de fluidos caliente y frío entran al intercambiador de calor desde extremos opuestos, entonces la transferencia de calor sucede entre las dos corrientes. En el caso ideal, la diferencia de temperatura entre los dos fluidos no excede de una cantidad diferencial en cualquier punto, y el fluido frío sale del intercambiador de calor a la temperatura de entrada del fluido caliente.

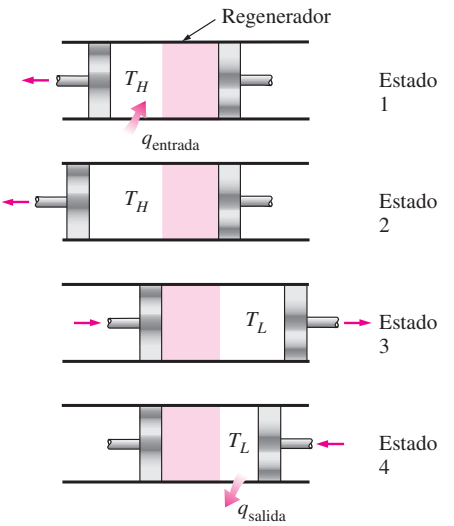


FIGURA 9-27
Ejecución del ciclo Stirling.

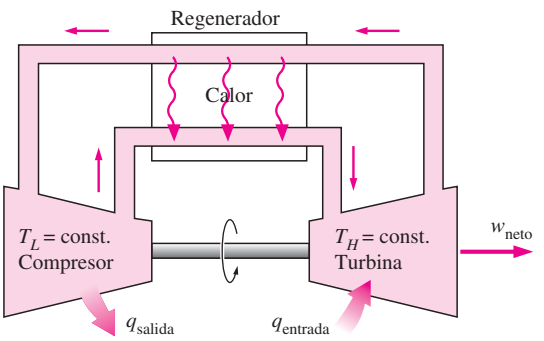


FIGURA 9-28
Ejecución del ciclo Ericsson.

Los ciclos Stirling y Ericsson son totalmente reversibles, como el de Carnot; por lo tanto, de acuerdo con el principio de Carnot, los tres ciclos tendrán la misma eficiencia térmica cuando operen entre los mismos límites de temperatura:

$$\eta_{\text{ter,Stirling}} = \eta_{\text{ter,Ericsson}} = \eta_{\text{ter,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \qquad \textbf{(9-14)}$$

Para el ciclo de Carnot, esto se demuestra en el ejemplo 9-1 y puede demostrarse de manera similar tanto para el ciclo Stirling como para el Ericsson.

EJEMPLO 9-4 Eficiencia térmica del ciclo Ericsson

Con un gas ideal como fluido de trabajo demuestre que la eficiencia térmica de un ciclo Ericsson es idéntica a la eficiencia de un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

Solución Se debe demostrar que las eficiencias térmicas de los ciclos de Carnot y Ericsson son idénticas.

Análisis Durante el proceso 1-2, el calor es transferido hacia el fluido de trabajo isotérmicamente desde una fuente externa a temperatura T_H, y durante el proceso 3-4 es rechazado también isotérmicamente en un sumidero externo a temperatura T_L. Para un proceso isotérmico reversible, la transferencia de calor se relaciona con el cambio de entropía por

$$q = T\,\Delta s$$

El cambio de entropía de un gas ideal durante un proceso isotérmico es

$$\Delta s = c_p \ln \frac{\overset{0}{\cancel{T_e}}}{T_i} - R \ln \frac{P_e}{P_i} = -R \ln \frac{P_e}{P_i}$$

La entrada de calor y la salida de calor pueden expresarse como

$$q_{\text{entrada}} = T_H(s_2 - s_1) = T_H\left(-R \ln \frac{P_2}{P_1}\right) = RT_H \ln \frac{P_1}{P_2}$$

y

$$q_{\text{salida}} = (T_L\ s_4 - s_3) = -T_L\left(-R \ln \frac{P_4}{P_3}\right) = RT_L \ln \frac{P_4}{P_3}$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Ericsson es

$$\eta_{\text{ter,Ericsson}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{RT_L \ln(P_4/P_3)}{RT_H \ln(P_1/P_2)} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

puesto que $P_1 = P_4$ y $P_3 = P_2$. Observe que este resultado es independiente de si el ciclo se ejecuta en un sistema cerrado o de flujo estable.

Los ciclos Stirling y Ericsson son difíciles de llevar a cabo en la práctica porque incluyen transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura diferencial en todos los componentes, incluyendo el regenerador. Esto requeriría proporcionar áreas superficiales demasiado grandes para la transferencia de calor o permitir un tiempo infinitamente largo para el proceso. Ninguno de los dos aspectos es práctico. En realidad, todos los procesos de transferencia de calor suceden debido a una diferencia de temperatura finita, el regenerador no tendrá una eficiencia de 100 por ciento y las pérdidas de presión en el regenerador serán considerables. Debido a estas limitaciones los ciclos Stirling y Ericsson han sido durante mucho tiempo sólo de interés teórico. Sin embar-

go, hay un renovado interés en motores que operan en estos ciclos debido a su potencial en eficiencias más elevadas y mejor control de emisiones contaminantes. La Ford Motor Company, la General Motors Corporation y los Phillips Research Laboratories de los Países Bajos han desarrollado con éxito motores Stirling convenientes para camiones, autobuses e incluso automóviles. Es necesaria más investigación y desarrollo antes de que estos motores puedan competir con los de gasolina o diesel.

Tanto el motor Stirling como el Ericsson son motores de *combustión externa*. Es decir, el combustible en estos motores se quema fuera del cilindro, al contrario de los motores de gasolina o diesel, en los que el combustible se quema dentro del cilindro.

La combustión externa ofrece varias ventajas. Primero, puede usar una variedad amplia de combustibles como fuente de energía térmica. Segundo, hay más tiempo para la combustión, por lo tanto el proceso de combustión es más completo, lo que se traduce en menos contaminación del aire y en más extracción de energía del combustible. Tercero, estos motores operan en ciclos cerrados, por lo que un fluido de trabajo que tiene características más deseables (estable, químicamente inerte, de alta conductividad térmica) puede utilizarse como fluido de trabajo. El hidrógeno y el helio son dos gases que se emplean comúnmente en estos motores.

A pesar de las limitaciones físicas y los aspectos imprácticos asociados con ellos, tanto el ciclo Stirling como el Ericsson envían un fuerte mensaje a los ingenieros implicados en el diseño: *la regeneración incrementa la eficiencia*. No es una coincidencia que las modernas turbinas de gas y las centrales eléctricas de vapor hagan un uso extensivo de la regeneración. De hecho, el ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración, el cual se utiliza en grandes centrales eléctricas de turbinas de gas y que se analiza posteriormente en este capítulo, se asemeja mucho al ciclo Ericsson.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 9, SECC. 4 EN EL DVD.

9-8 ▪ CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

El ciclo Brayton fue propuesto por George Brayton por vez primera para usarlo en el motor reciprocante que quemaba aceite desarrollado por él alrededor de 1870. Actualmente se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria. Las turbinas de gas generalmente operan en un *ciclo abierto*, como se observa en la figura 9-29. Se introduce aire fresco en condiciones ambiente dentro del compresor, donde su temperatura y presión se eleva. El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera (no se recirculan), causando que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente puede modelarse como un *ciclo cerrado*, como se indica en la figura 9-30, empleando las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por uno de adición de calor a presión constante desde una fuente externa, mientras que el proceso de escape se remplaza por otro de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el **ciclo Brayton**, el cual está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

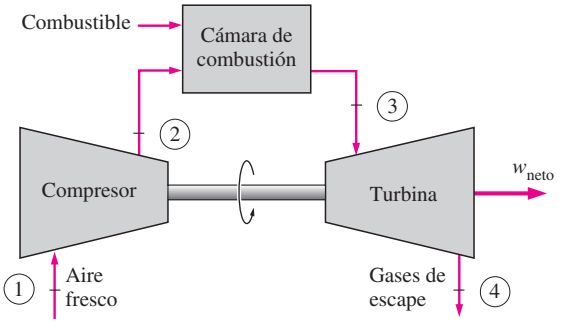


FIGURA 9-29
Un motor de turbina de gas de ciclo abierto.

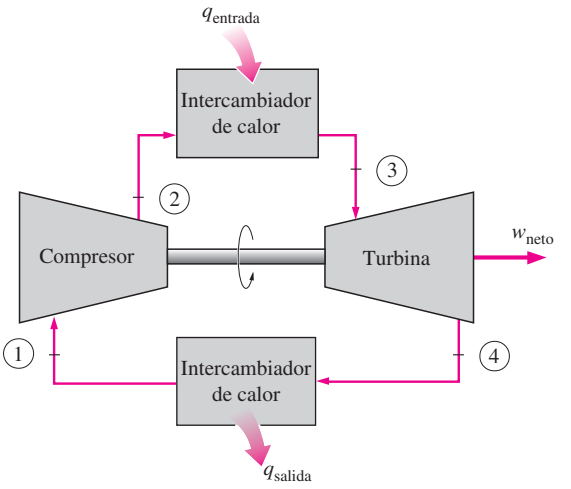
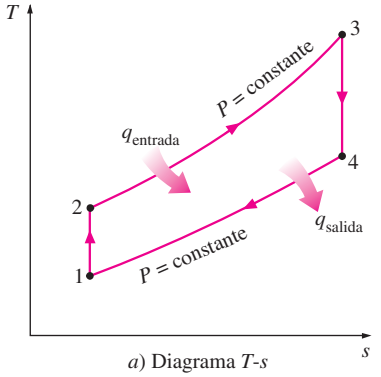
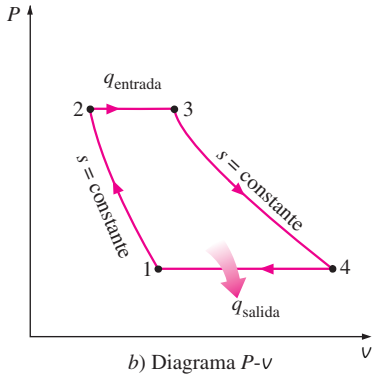


FIGURA 9-30
Un motor de turbina de gas de ciclo cerrado.

1-2 Compresión isentrópica (en un compresor)
2-3 Adición de calor a presión constante
3-4 Expansión isentrópica (en una turbina)
4-1 Rechazo de calor a presión constante



a) Diagrama *T-s*



b) Diagrama *P-v*

FIGURA 9-31
Diagramas *T-s* y *P-v* para un ciclo Brayton ideal.

Los diagramas *T-s* y *P-v* de un ciclo Brayton ideal se muestran en la figura 9-31. Observe que los cuatro procesos del ciclo Brayton se ejecutan en dispositivos de flujo estable, por lo tanto deben analizarse como procesos de flujo estable. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, el balance de energía para un proceso de flujo estable puede expresarse, por unidad de masa, como

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (W_{entrada} - w_{salida}) = h_{salida} - h_{entrada} \qquad \textbf{(9-15)}$$

Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \qquad \textbf{(9-16}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

y

$$q_{salida} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \qquad \textbf{(9-16}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal bajo las suposiciones de aire frío estándar se convierte en

$$\eta_{ter,Brayton} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, por lo que $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$. Por lo tanto,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

Al sustituir estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y al simplificar, se obtiene

$$\eta_{ter,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \qquad \textbf{(9-17)}$$

donde

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \tag{9-18}$$

es la **relación de presión** y k la relación de calores específicos. En la ecuación 9-17 se muestra que bajo las suposiciones de aire frío estándar la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal depende de la relación de presiones de la turbina de gas y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica aumenta con ambos parámetros, que también es el caso para las turbinas de gases reales. Una gráfica de la eficiencia térmica contra la relación de presiones se presenta en la figura 9-32 para $k = 1.4$, el cual es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente.

La temperatura más alta en el ciclo ocurre al final del proceso de combustión (estado 3) y está limitada por la temperatura máxima que los alabes de la turbina pueden resistir. Esto también limita las relaciones de presión que pueden utilizarse en el ciclo. Para una temperatura de entrada fija de la turbina T_3, la salida de trabajo neto por ciclo aumenta con la relación de presiones, alcanza un máximo y después empieza a disminuir, como se observa en la figura 9-33. Por lo tanto, debe haber un compromiso entre la relación de presión (por consiguiente la eficiencia térmica) y la salida de trabajo neto. Con una menor salida de trabajo por ciclo se necesita una tasa de flujo másico más grande (y de este modo un sistema mayor) para mantener la misma salida de potencia, lo cual no puede ser económico. En muchos diseños comunes la relación de presión de turbinas de gas varía de 11 a 16.

En turbinas de gas el aire realiza dos importantes funciones: suministra el oxidante necesario para la combustión del combustible y sirve como un refrigerante para mantener la temperatura de diversos componentes dentro de límites seguros. La segunda función se realiza al extraer más aire del necesario para la combustión completa del combustible. En turbinas de gas una relación de masa de aire y combustible de 50 o mayor es muy común. Por lo tanto, en un análisis del ciclo, considerar como aire a los gases de combustión no causará un error significativo. Además, el flujo másico por la turbina será más grande que a través del compresor, pues la diferencia es igual al flujo másico del combustible. Así, suponer una tasa de flujo másico constante en el ciclo produce resultados conservadores en motores de turbinas de gas de circuito abierto.

Las dos principales áreas de aplicación de las turbinas de gas son la *propulsión de aviones* y la *generación de energía eléctrica*. Cuando se emplean en propulsión de aviones, la turbina de gas produce la potencia suficiente para accionar tanto al compresor como a un pequeño generador que a su vez acciona al equipo auxiliar. Los gases de escape de alta velocidad son los responsables de producir el empuje necesario para impulsar la aeronave. Las turbinas de gas también se utilizan como centrales eléctricas estacionarias que producen energía eléctrica como unidades independientes o en conjunto con las centrales eléctricas de vapor en el lado de alta temperatura. En estas centrales los gases de escape de las turbinas de gas sirven como fuente de calor para el vapor. El ciclo de turbina de gas también puede ejecutarse como un ciclo cerrado para su utilización en centrales nucleares, en las que el fluido de trabajo no se limita al aire y puede emplearse un gas con características más convenientes (como el helio).

La mayor parte de las flotas navales del mundo occidental ya utilizan motores de turbinas de gas para propulsión y para la generación de energía eléctrica. Las turbinas de gas General Electric LM2500 utilizadas para impulsar barcos tienen una eficiencia térmica de ciclo sencillo de 37 por ciento. Las turbinas de gas General Electric WR-21 equipadas con interenfriamiento y regeneración tienen una eficiencia térmica de 43 por ciento y producen 21.6

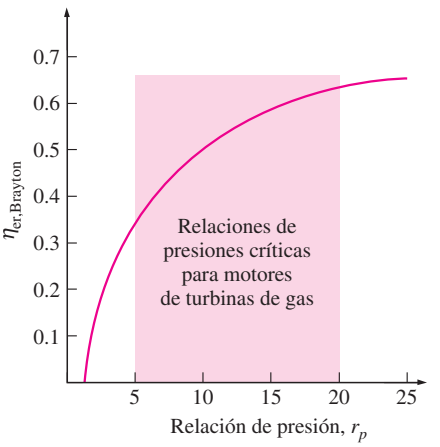


FIGURA 9-32

Eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal como una función de la relación de presión.

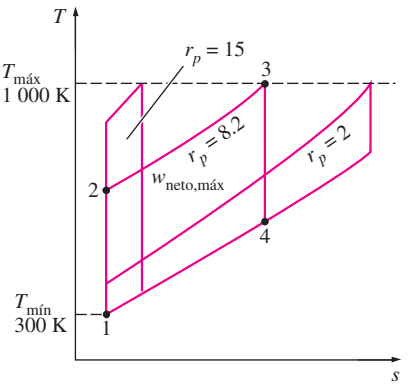


FIGURA 9-33

Para valores fijos de $T_{mín}$ y $T_{máx}$, el trabajo neto del ciclo Brayton aumenta primero con la relación de presión, después alcanza un máximo a $r_p = (T_{máx}/T_{mín})^{k/[2(k-1)]}$ y finalmente disminuye.

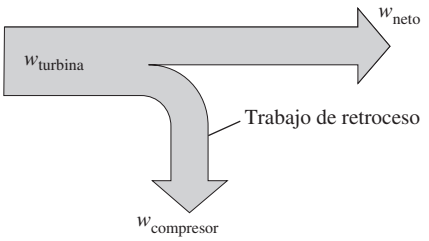


FIGURA 9-34

La fracción de trabajo de la turbina que se emplea para accionar el compresor se denomina relación del trabajo de retroceso.

MW (29 040 hp). La regeneración también reduce la temperatura de escape de 600°C (1 100°F) a 350°C (650°F). El aire se comprime a 3 atm antes de entrar al interenfriador. Comparadas con la turbina de vapor y los sistemas de propulsión diesel, la turbina de gas ofrece mayor potencia para determinados tamaño y peso, alta confiabilidad, larga vida y operación más conveniente. El tiempo de arranque de la máquina se ha reducido de 4 horas requeridas para un sistema de propulsión típico, a menos de 2 minutos para una turbina de gas. Muchos sistemas de propulsión marina modernos utilizan turbinas de gas junto con motores diesel debido al alto consumo de combustible de los motores de turbinas de gas de ciclo simple. En sistemas combinados de diesel y turbinas de gas, el diesel se utiliza para proporcionar de manera eficiente baja potencia y operación de crucero, mientras que la turbina de gas se emplea cuando se necesitan altas velocidades.

En las centrales eléctricas de turbina de gas, la relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina, denominada **relación del trabajo de retroceso**, es muy alta (Fig. 9-34). Usualmente más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se utiliza para activar el compresor. La situación es aún peor cuando las eficiencias isentrópicas del compresor y de la turbina son bajas. Esto contrasta considerablemente con las centrales eléctricas de vapor, donde la relación de trabajo de retroceso es solamente un pequeño porcentaje. Sin embargo, esto no sorprende dado que un líquido se comprime en las centrales de energía de vapor en lugar de un gas, y el trabajo de flujo estable reversible es proporcional al volumen específico del fluido de trabajo.

Una central eléctrica con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina más grande para suministrar los requerimientos de energía adicionales del compresor. En consecuencia, las turbinas utilizadas en las centrales de turbina de gas son más grandes que las que se utilizan en las de vapor que poseen la misma salida de potencia neta.

Desarrollo de las turbinas de gas

La turbina de gas ha experimentado un progreso y un crecimiento fenomenal desde su primer desarrollo exitoso en 1930. Las primeras turbinas de gas construidas en 1940 e incluso en 1950 tenían eficiencias de ciclo sencillo de alrededor de 17 por ciento debido a las bajas eficiencias del compresor y de la turbina, así como a las bajas temperaturas de entrada de la turbina dadas las limitaciones de la metalurgia de aquellos tiempos. Por lo tanto, las turbinas de gas tuvieron un uso limitado a pesar de su versatilidad y su capacidad de quemar gran variedad de combustibles. Los esfuerzos para mejorar la eficiencia del ciclo se concentraron en tres áreas:

1. **Incrementar las temperaturas de entrada (o de quemado) de la turbina** Éste ha sido el principal enfoque tomado para mejorar la eficiencia de la turbina de gas. Las temperaturas de entrada de éstas han aumentado en forma estable desde aproximadamente 540°C (1 000°F) en 1940, hasta 1 425°C (2 600°F) actualmente. Estos incrementos fueron posibles gracias al desarrollo de nuevos materiales y por las innovadoras técnicas de enfriamiento para componentes críticos, como la de revestir las aspas de la turbina con capas cerámicas y enfriarlas con aire de descarga del compresor. Mantener altas temperaturas de entrada en la turbina con la técnica de enfriamiento de aire requiere que la temperatura de combustión sea mayor para compensar el efecto de enfriar el aire de enfriamiento. Sin embargo, las mayores temperaturas de combustión aumentan la cantidad de óxidos de nitrógeno (NO_x), los cuales son responsables de la formación de ozono al nivel del suelo y del smog. Utilizar vapor como refrigerante permitió un aumento

de las temperaturas de entrada de la turbina de 200°F sin un incremento en la temperatura de combustión. El vapor es también un medio de transferencia de calor mucho más eficiente que el aire.

2. **Incremento de las eficiencias de los componentes de turbomaquinaria** El desempeño de las primeras turbinas sufría grandemente de las ineficiencias de turbinas y compresores. Sin embargo, el advenimiento de las computadoras y de técnicas avanzadas de diseño asistido por computadora hizo posible diseñar estos componentes aerodinámicamente cuyas pérdidas son mínimas. Las eficiencias incrementadas de las turbinas y compresores resultaron en un aumento significativo en la eficiencia del ciclo.

3. **Adición de modificaciones al ciclo básico** La eficiencia de ciclo sencillo de las primeras turbinas de gas fueron prácticamente duplicadas al incorporar interenfriamiento, regeneración (o recuperación) y recalentamiento, los cuales se analizan en las siguientes dos secciones. Desde luego, estas mejoras se realizaron a expensas de mayores costos tanto inicial como de operación y no pueden justificarse a menos que la disminución en los costos de combustible contrarreste el incremento en otras áreas. Los costos relativamente bajos de los combustibles, el deseo general de la industria para minimizar los costos de instalación y el tremendo aumento en la eficiencia del ciclo sencillo a cerca de 40 por ciento, dejó pocos deseos de optar por estas modificaciones.

La primera turbina de gas para una central generadora de energía eléctrica fue instalada en 1949 en Oklahoma como parte de una central eléctrica de ciclo combinado. Fue construida por la General Electric, producía 3.5 MW de potencia y sus turbinas de gas instaladas hasta mediados de 1970 sufrían de baja eficiencia y escasa confiabilidad. En el pasado la generación de potencia eléctrica para carga base estaba dominada por grandes centrales generadoras que funcionaban con carbón y nucleares. Sin embargo, ha habido un cambio histórico hacia las turbinas de gas impulsadas por gas natural debido a sus mayores eficiencias, menores costos de capital, tiempos más cortos de instalación y mejores características respecto a las emisiones contaminantes, además de la abundancia de suministro de gas natural. Cada vez más y más empresas productoras de energía eléctrica están empleando turbinas de gas para producción de potencia para carga base así como para carga pico. Los costos de construcción de centrales generadoras de turbina de gas son aproximadamente de la mitad en comparación con los de una central generadora de vapor que funciona con combustibles fósiles, las cuales fueron las principales centrales eléctricas para carga base hasta principios de 1980. Se prevé que más de la mitad de todas las centrales que se instalarán en el futuro sean de turbina de gas o combinarán las turbinas de gas y de vapor.

Una turbina de gas fabricada por General Electric en los comienzos de 1990 tenía una relación de presión de 13.5 y generaba 135.7 MW de potencia neta con una eficiencia térmica de 33 por ciento bajo una operación de ciclo sencillo. Una turbina de gas más reciente fabricada por General Electric utiliza una temperatura de entrada a la turbina de 1 425°C (2 600°F) y produce hasta 282 MW mientras logra una eficiencia térmica de 39.5 por ciento en el modo de ciclo sencillo. Una turbina de gas de pequeña escala de 1.3 toneladas, denominada OP-16, construida por la firma holandesa Opra Optimal Radial Turbine, puede trabajar con gas o combustible líquido y remplazar un motor diesel de 16 toneladas. Tiene una relación de compresión de 6.5 y produce hasta 2 MW de potencia, mientras que su eficiencia es de 26 por ciento en operación de ciclo sencillo, y sube hasta 37 por ciento cuando se equipa con un regenerador.

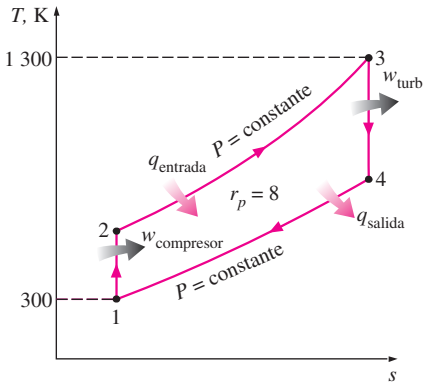


FIGURA 9-35
Diagrama *T-s* para el ciclo Brayton estudiado en el ejemplo 9-5.

EJEMPLO 9-5 **El ciclo Brayton ideal simple**

Una central eléctrica de turbina de gas que opera en un ciclo Brayton ideal tiene una relación de presión de 8. La temperatura del gas es de 300 K en la entrada del compresor y de 1 300 K en la entrada de la turbina. Utilice las suposiciones de aire estándar y determine *a*) la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, *b*) la relación del trabajo de retroceso y *c*) la eficiencia térmica.

Solución Se tiene una planta de energía que opera en un ciclo Brayton ideal. Se determinarán la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Son aplicables las suposiciones de aire estándar. **3** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes. **4** Se considerará la variación de los calores específicos con la temperatura.

Análisis El diagrama *T-s* del ciclo Brayton ideal descrito se muestra en la figura 9-35, en la que se observa que los componentes involucrados en el ciclo Brayton son dispositivos de flujo estable.

a) Las temperaturas del aire en la salida del compresor y la turbina se determinan de las relaciones isentrópicas:

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal):

$$T_1 = 300\ \text{K} \rightarrow h_1 = 300.19\ \text{kJ/kg}$$
$$P_{r1} = 1.386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (8)(1.386) = 11.09 \rightarrow T_2 = \mathbf{540\ K} \quad \text{(a la salida del compresor)}$$
$$h_2 = 544.35\ \text{kJ/kg}$$

Proceso 3-4 (expansión isentrópica de un gas ideal):

$$T_3 = 1\,300\ \text{K} \rightarrow h_3 = 1\,395.97\ \text{kJ/kg}$$
$$P_{r3} = 330.9$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = \left(\frac{1}{8}\right)(330.9) = 41.36 \rightarrow T_4 = \mathbf{770\ K} \quad \text{(a la salida de la turbina)}$$
$$h_4 = 789.37\ \text{kJ/kg}$$

b) Para encontrar la relación del trabajo de retroceso, se necesita encontrar la entrada de trabajo al compresor y la salida de trabajo de la turbina:

$$w_{\text{comp,entrada}} = h_2 - h_1 = 544.35 - 300.19 = 244.16\ \text{kJ/kg}$$
$$w_{\text{turb,salida}} = h_3 - h_4 = 1\,395.97 - 789.37 = 606.60\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp,entrada}}}{w_{\text{turb,salida}}} = \frac{244.16\ \text{kJ/kg}}{606.60\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.403}$$

Es decir, 40.3 por ciento de la salida del trabajo de la turbina se emplea únicamente para activar el compresor.

c) La eficiencia térmica del ciclo es la relación entre la salida de potencia neta y la entrada de calor total:

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 1\,395.97 - 544.35 = 851.62\ \text{kJ/kg}$$
$$w_{\text{neto}} = w_{\text{salida}} - w_{\text{entrada}} = 606.60 - 244.16 = 362.4\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{w_{\text{entrada}}}{q_{\text{entrada}}} \cong \frac{362.4 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.426 \text{ o } 42.6\%}$$

La eficiencia térmica también podría determinarse de

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}}$$

donde

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = 789.37 - 300.19 = 489.2 \text{ kJ/kg}$$

Explicación Bajo las suposiciones de aire frío estándar (calores específicos constantes, valores a temperatura ambiente), la eficiencia térmica sería, de acuerdo con la ecuación 9-17,

$$\eta_{\text{ter,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{8^{(1.4-1)/1.4}} = 0.448$$

lo cual es suficientemente cercano al valor obtenido si se toma en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

Desviación de los ciclos reales de turbina de gas en comparación con los idealizados

Los ciclos reales de turbina de gas difieren del ciclo Brayton ideal por varias razones. Por un lado, alguna disminución de presión durante los procesos de adición y rechazo de calor es inevitable. Más importante aún es que la entrada de trabajo real al compresor será mayor y la salida de trabajo real de la turbina será menor debido a irreversibilidades. La desviación del comportamiento real del compresor y la turbina para el comportamiento isentrópico idealizado puede explicarse con precisión si se utilizan las eficiencias isentrópicas de la turbina y el compresor, definidas como

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad \textbf{(9-19)}$$

y

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad \textbf{(9-20)}$$

donde los estados 2*a* y 4*a* son los estados de salida reales del compresor y la turbina, respectivamente, y 2*s* y 4*s* son los correspondientes al caso isentrópico, como se ilustra en la figura 9-36. El efecto de las eficiencias de la turbina y el compresor en la eficiencia térmica de los motores de turbina de gas se ilustra a continuación con un ejemplo.

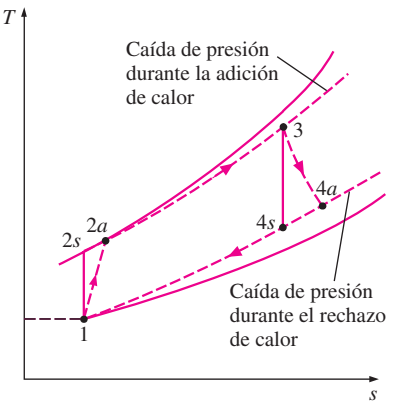


FIGURA 9-36
Desviación de un ciclo de turbina de gas real del ciclo Brayton ideal como resultado de irreversibilidades.

EJEMPLO 9-6 **Un ciclo real de turbina de gas**

Suponga una eficiencia del compresor de 80 por ciento y una eficiencia de la turbina de 85 por ciento. Determine *a*) la relación del trabajo de retroceso, *b*) la eficiencia térmica y *c*) la temperatura de salida de la turbina del ciclo de la turbina de gas analizado en el ejemplo 9-5.

Solución Se reconsidera el ciclo Brayton ideal analizado en el ejemplo 9-5. Para las eficiencias especificadas del compresor y la turbina se determinarán la relación del trabajo de retroceso, la eficiencia térmica y la temperatura de salida de la turbina.

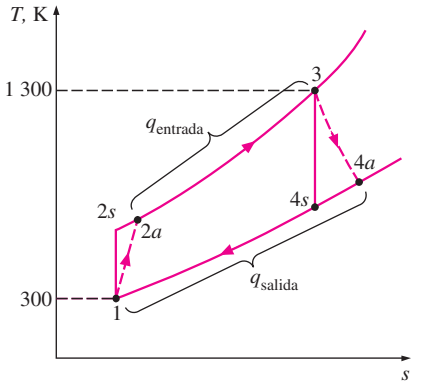


FIGURA 9-37
Diagrama *T-s* del ciclo de turbina de gas estudiado en el ejemplo 9-6.

Análisis *a*) El diagrama T-s del ciclo se muestra en la figura 9-37. El trabajo real tanto del compresor como de la turbina se determinan utilizando las definiciones de las eficiencias del compresor y la turbina, de las ecuaciones 9-19 y 9-20:

Compresor:
$$w_{\text{comp,entrada}} = \frac{w_s}{\eta_C} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{0.80} = 305.20 \text{ kJ/kg}$$

Turbina:
$$w_{\text{turb,salida}} = \eta_T w_s = (0.85)(606.60 \text{ kJ/kg}) = 515.61 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp,entrada}}}{w_{\text{turb,salida}}} = \frac{305.20 \text{ kJ/kg}}{515.61 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.592}$$

Es decir, en este caso el compresor consume 59-2 por ciento del trabajo producido por la turbina (arriba de 40.3 por ciento). Este aumento se debe a las irreversibilidades que ocurran dentro del compresor y la turbina.

b) En este caso, el aire sale del compresor a una temperatura y entalpía más altas, las cuales son determinadas a partir de

$$\begin{aligned} w_{\text{comp,entrada}} = h_{2a} - h_1 \rightarrow h_{2a} &= h_1 + w_{\text{comp,entrada}} \\ &= 300.19 + 305.20 \\ &= 605.39 \text{ kJ/kg} \quad (\text{y } T_{2a} = 598 \text{ K}) \end{aligned}$$

Por lo tanto,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_{2a} = 1\,395.97 - 605.39 = 790.58 \text{ kJ/kg}$$
$$w_{\text{neto}} = w_{\text{salida}} - w_{\text{entrada}} = 515.61 - 305.20 = 210.41 \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{210.41 \text{ kJ/kg}}{790.58 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.266 \text{ o } 26.6\%}$$

Esto es, las irreversibilidades que ocurren dentro de la turbina y el compresor hacen que la eficiencia térmica de la central descienda de 42.6 a 26.6 por ciento. En este ejemplo se muestra qué tan sensible es el desempeño de una central eléctrica de turbina de gas respecto a las eficiencias del compresor y la turbina. De hecho, las eficiencias térmicas de las turbinas de gas no alcanzaron valores competitivos hasta que se hicieron mejoras significativas en su diseño y en el de los compresores.

c) La temperatura del aire en la salida de la turbina se determina a partir de un balance de energía en la turbina:

$$\begin{aligned} w_{\text{turb,salida}} = h_3 - h_{4a} \rightarrow h_{4a} &= h_3 - w_{\text{turb,salida}} \\ &= 1\,395.97 - 515.61 \\ &= 880.36 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Entonces, de la tabla A.17,

$$T_{4a} = \mathbf{853 \text{ K}}$$

Explicación La temperatura a la salida de la turbina es considerablemente mayor a la de la salida del compresor ($T_{2a} = 598$ K), lo que sugiere el uso de regeneración para reducir costos de combustible.

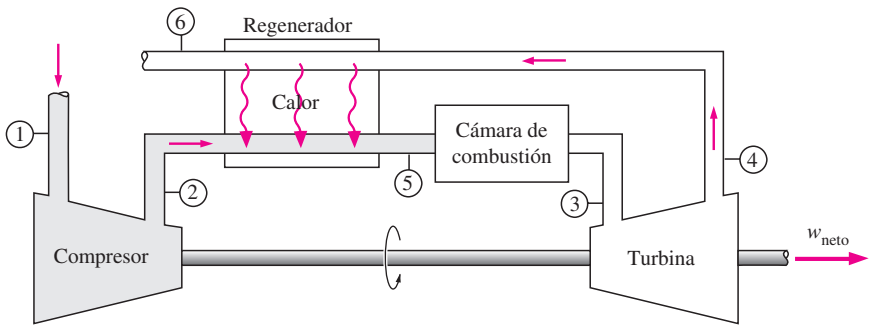


FIGURA 9-38
Un motor de turbina de gas con regenerador.

9-9 ▪ CICLO BRAYTON CON REGENERACIÓN

En los motores de turbinas de gas la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina suele ser considerablemente mayor que la del aire que sale del compresor. Por lo tanto, el aire de alta presión que sale del compresor puede calentarse transfiriéndole calor desde los gases de escape calientes mediante un intercambiador de calor a contraflujo, el cual se conoce también como *regenerador* o *recuperador*. Un esquema de la máquina de turbina de gas que usa un regenerador, así como el diagrama *T-s* del nuevo ciclo se muestran en las figuras 9-38 y 9-39, respectivamente.

La eficiencia térmica del ciclo Brayton aumenta como resultado de la regeneración, ya que la porción de energía de los gases de escape que normalmente se libera hacia los alrededores ahora se usa para precalentar el aire que entra a la cámara de combustión. Esto a su vez disminuye los requerimientos de entrada de calor (y por ende de combustible) para la misma salida de trabajo neto. Observe, sin embargo, que el uso de un regenerador sólo se recomienda cuando la temperatura de escape de la turbina es más alta que la temperatura de salida del compresor. De otro modo, el calor fluirá en la dirección inversa (*hacia* los gases de escape) y la eficiencia se reducirá. Esta situación se encuentra en las máquinas de turbina de gas que operan con relaciones de presión muy altas.

La temperatura más alta que ocurre dentro del regenerador es T_4, que es la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina y entran al regenerador. Bajo ninguna condición el aire puede precalentarse en el regenerador hasta una temperatura superior a este valor. El aire normalmente sale del regenerador a una temperatura menor, T_5. En el caso limitado (ideal), el aire sale del regenerador a la temperatura de entrada de los gases de escape T_4. Suponga que el regenerador está bien aislado y que cualquier cambio en las energías cinética y potencial es insignificante, las transferencias de calor reales y máximas de los gases de escape hacia el aire pueden expresarse como

$$q_{\text{regen,real}} = h_5 - h_2 \tag{9-21}$$

y

$$q_{\text{regen,máx}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2 \tag{9-22}$$

El alcance al que un regenerador se aproxima a un regenerador ideal se llama **eficacia** ϵ y se define como

$$\epsilon = \frac{q_{\text{regen,real}}}{q_{\text{regen,máx}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \tag{9-23}$$

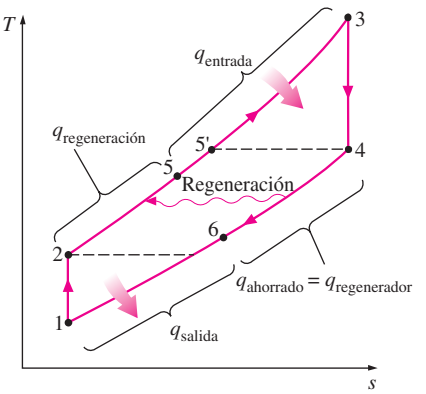


FIGURA 9-39
Diagrama *T-s* de un ciclo Brayton con regeneración.

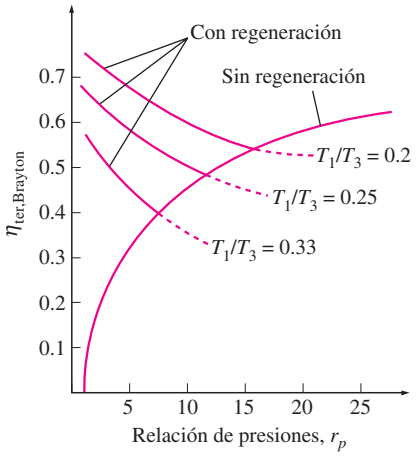


FIGURA 9-40

Eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal con y sin regeneración.

Cuando se utilizan las suposiciones de aire frío estándar, ésta se reduce a

$$\epsilon \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \tag{9-24}$$

Un regenerador con una eficacia más alta obviamente ahorrará una gran cantidad de combustible porque precalentará el aire a una temperatura más elevada antes de la combustión. Sin embargo, lograr una mayor eficacia requiere el uso de un regenerador más grande, lo que implica un precio superior y causa una caída de presión más grande. Por lo tanto, el uso de un regenerador con una eficacia muy alta no puede justificarse económicamente a menos que los ahorros en costos de combustible superen los gastos adicionales involucrados. La mayoría de los regeneradores utilizados en la práctica tienen eficacias por debajo de 0.85.

Bajo las suposiciones de aire frío estándar, la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal con regeneración es

$$\eta_{ter,regen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)(r_p)^{(k-1)/k} \tag{9-25}$$

Por consiguiente, la eficiencia térmica de un ciclo Brayton con regeneración depende de la relación entre las temperaturas mínima y máxima, así como de la relación de presión. La eficacia térmica se grafica en la figura 9-40 para diversas relaciones de presión, así como para relaciones de temperatura mínima a máxima. En dicha figura se muestra que la regeneración es más efectiva con relaciones de presión inferiores y bajas relaciones de temperatura mínima a máxima.

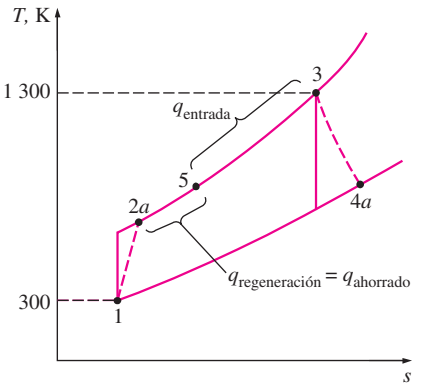


FIGURA 9-41

Diagrama *T-s* del ciclo Brayton regenerativo descrito en el ejemplo 9-7.

EJEMPLO 9-7 **Ciclo de una turbina de gas real con regeneración**

Determine la eficiencia térmica de la turbina de gas descrita en el ejemplo 9-6 si se instala un regenerador que tiene una eficacia de 80 por ciento.

Solución La turbina de gas analizada en el ejemplo 9-6 se ha equipado con un regenerador. Para una eficacia especificada se determinará la eficiencia térmica.

Análisis El diagrama *T-s* del ciclo se muestra en la figura 9-41. Primero determine la entalpía del aire a la salida del regenerador. Emplee la definición de eficacia:

$$\epsilon = \frac{h_5 - h_{2a}}{h_{4a} - h_{2a}}$$

$$0.80 = \frac{(h_5 - 605.39)\ \text{kJ/kg}}{(880.36 - 605.39)\ \text{kJ/kg}} \rightarrow h_5 = 825.37\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$q_{entrada} = h_3 - h_5 = (1\,395.97 - 825.37)\ \text{kJ/kg} = 570.60\ \text{kJ/kg}$$

Esto representa un ahorro de 220.0 kJ/kg de los requerimientos de entrada de calor. La adición de un regenerador (en el que se supone que no hay fricción) no afecta la salida de trabajo neto. De tal manera que,

$$\eta_{ter} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = \frac{210.41\ \text{kJ/kg}}{570.60\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.369\ o\ 36.9\%}$$

Explicación Observe que la eficiencia térmica de la turbina de gas ha ascendido de 26.6 a 36.9 por ciento como resultado de la instalación de un regenerador que ayuda a recuperar algo del exceso de energía de los gases de escape.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 9, SECC. 5 EN EL DVD.

9-10 ▪ CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

El trabajo neto de un ciclo de turbina de gas es la diferencia entre la salida de trabajo de la turbina y la entrada de trabajo del compresor, y puede incrementarse si se reduce el trabajo del compresor o si aumenta el de la turbina o el de ambos. En el capítulo 7 se demostró que el trabajo requerido para comprimir un gas entre dos presiones específicas puede disminuirse al efectuar el proceso de compresión en etapas y al enfriar el gas entre éstas (Fig. 9-42); es decir, usando *compresión de etapas múltiples con interenfriamiento*. Cuando el número de etapas aumenta, el proceso de compresión se vuelve isotérmico a la temperatura de entrada del compresor y el trabajo de compresión disminuye.

De igual modo, la salida de trabajo de una turbina que opera entre dos niveles de presión aumenta al expandir el gas en etapas y recalentarlo entre éstas; es decir, si se utiliza *expansión de múltiples etapas con recalentamiento*. Esto se lleva a cabo sin que se eleve la temperatura máxima en el ciclo. Cuando aumenta el número de etapas, el proceso de expansión se vuelve isotérmico. El argumento anterior se basa en un principio simple: *el trabajo de compresión o expansión de flujo estable es proporcional al volumen específico del fluido. Por lo tanto, el volumen específico del fluido de trabajo debe ser lo más bajo posible durante un proceso de compresión y lo más alto posible durante un proceso de expansión*. Esto es precisamente lo que logran el interenfriamiento y el recalentamiento.

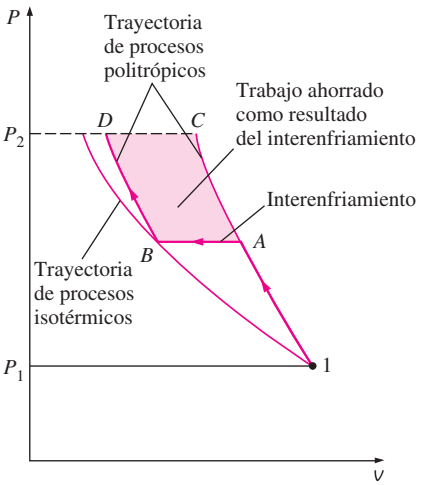


FIGURA 9-42

Comparación de entradas de trabajo en un compresor de una sola etapa (1*AC*) y un compresor de dos etapas con interenfriamiento (1*ABD*).

La combustión en las turbinas de gas ocurre comúnmente con cuatro veces la cantidad requerida de aire para la completa combustión, para evitar temperaturas excesivas. Por lo tanto, los gases de escape son ricos en oxígeno y el recalentamiento puede lograrse sencillamente rociando combustible adicional en los gases de escape entre dos estados de expansión.

El fluido de trabajo sale del compresor a una temperatura menor, mientras que de la turbina lo hace a una temperatura más alta, cuando se usa interenfriamiento y recalentamiento. Esto hace que la regeneración sea más atractiva dado que existe un mayor potencial para realizarla. También, los gases que salen del compresor pueden calentarse a una temperatura más alta antes de que entren a la cámara de combustión debido a la temperatura más elevada del escape de la turbina.

En las figuras 9-43 y 9-44, respectivamente, se presentan un esquema del arreglo físico y el diagrama *T-s* de un ciclo de turbina de gas de dos etapas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración. El gas entra a la primera etapa del compresor en el estado 1, se comprime de modo isentrópico hasta una presión intermedia P_2; se enfría a presión constante hasta el estado 3 ($T_3 = T_1$), y se comprime isentrópicamente en la segunda etapa hasta la presión final P_4. En el estado 4 el gas entra al regenerador, donde se calienta hasta T_5 a presión constante. En un regenerador ideal, el gas saldrá de éste a la temperatura del escape de la turbina, es decir, $T_5 = T_9$. El proceso de adición de calor (o combustión) primario toma lugar entre los estados 5 y 6. El gas entra a la primera etapa de la turbina en el estado 6 y se expande isentró-

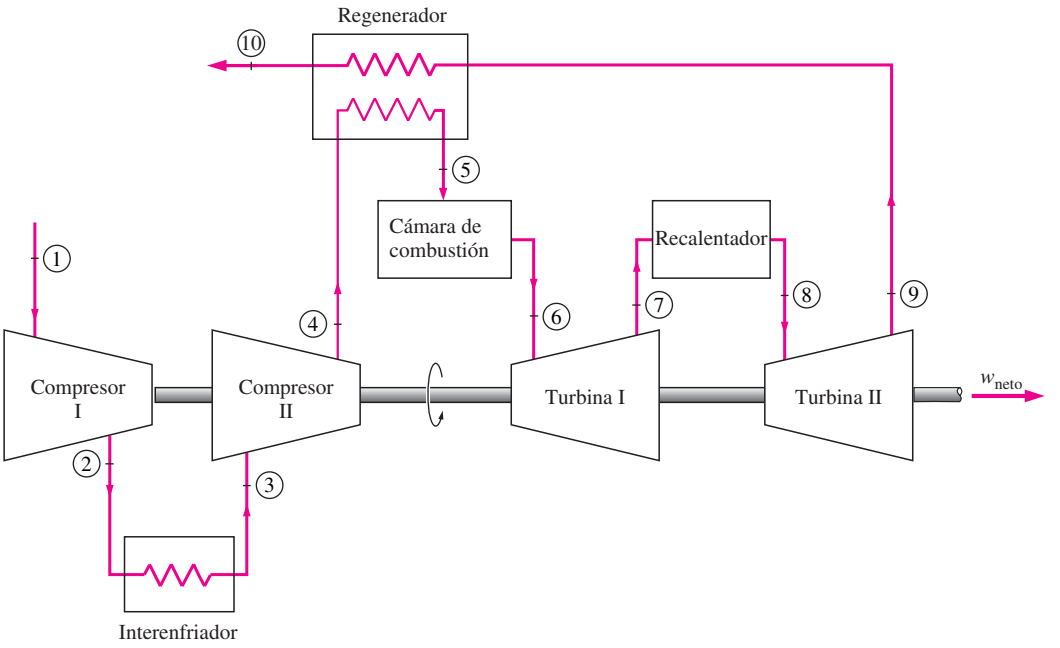


FIGURA 9-43

Un motor de turbina de gas con compresión de dos etapas con interenfriamiento, expansión de dos etapas con recalentamiento y regeneración.

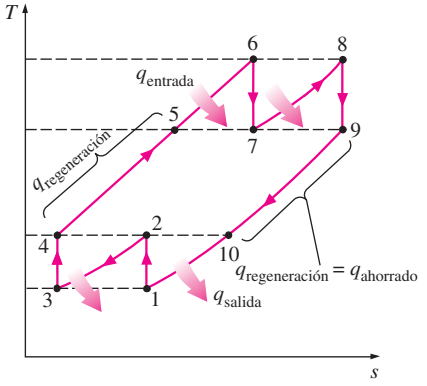


FIGURA 9-44

Diagrama *T-s* de un ciclo de turbina de gas ideal con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.

picamente hasta el 7, donde entra al recalentador. Ahí se recalienta a presión constante hasta el estado 8 ($T_8 = T_6$), donde pasa a la segunda etapa de la turbina. El gas sale de la turbina en el estado 9 y entra al regenerador, donde se enfría hasta el estado 10 a presión constante. El ciclo se completa cuando el gas se enfría hasta el estado inicial (o purga los gases de escape).

En el capítulo 7 se demostró que la entrada de trabajo en un compresor de dos etapas se minimiza cuando se mantienen relaciones de presión iguales en cada etapa. Puede demostrarse que este procedimiento también maximiza la salida de trabajo de la turbina. Así, para el mejor desempeño tenemos

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{y} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} \tag{9-26}$$

En el análisis de los ciclos reales de turbina de gas, las irreversibilidades que están presentes dentro del compresor, la turbina y el regenerador, así como las caídas de presión en los intercambiadores de calor, deben ser considerados.

La relación del trabajo de retroceso de un ciclo de turbina de gas mejora debido al interenfriamiento y el recalentamiento. Sin embargo, esto no significa que la eficiencia térmica también mejorará. El hecho es que el interenfriamiento y el recalentamiento siempre disminuirán la eficiencia térmica a menos que estén acompañados de la regeneración. Esto se debe a que el interenfriamiento disminuye la temperatura promedio a la cual se añade el calor, y el recalentamiento aumenta la temperatura promedio a la cual el calor se rechaza. Esto es evidente en la figura 9-44. Por lo tanto, en centrales eléctricas de turbina de gas, el interenfriamiento y el recalentamiento se utilizan siempre en conjunción con la regeneración.

Si el número de etapas de compresión y expansión aumenta, el ciclo ideal de turbina de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración se aproxima al ciclo Ericsson, como se ilustra en la figura 9-45, y la eficiencia térmica se aproximará al límite teórico (la eficiencia de Carnot). Sin embargo, la contribución de cada etapa adicional a la eficiencia térmica es cada vez menor y el uso de más de dos o tres etapas no puede ser justificado económicamente.

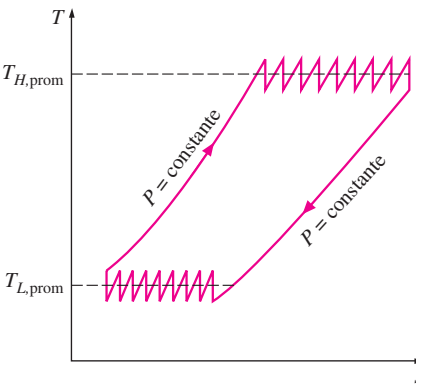


FIGURA 9-45
Cuando aumenta el número de etapas de compresión y expansión, el ciclo de turbinas de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración se aproxima al ciclo Ericsson.

EJEMPLO 9-8 Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

Un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y otras dos de expansión tiene una relación de presión total de 8. En cada etapa del compresor entra aire a 300 K y en cada etapa de la turbina entra a 1 300 K. Determine la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas, suponiendo que *a*) no hay regeneradores y *b*) hay un regenerador ideal con eficacia de 100 por ciento. Compare los resultados con los obtenidos en el ejemplo 9-5.

Solución Se tiene un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y dos de expansión. Se determinarán la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas para los casos en que no hay regeneradores y de regeneración máxima.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Son aplicables las suposiciones de aire estándar. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El diagrama *T-s* del ciclo de la turbina de gas descrito se observa en la figura 9-46. Se observa que el ciclo involucra dos etapas de expansión y dos de compresión y regeneración.

Para compresión y expansión de dos etapas, la entrada de trabajo se minimiza mientras que la de salida de trabajo se maximiza cuando ambas etapas del compresor y de la turbina tienen la misma relación de presión. Por lo tanto,

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \sqrt{8} = 2.83 \quad \text{y} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} = \sqrt{8} = 2.83$$

El aire entra en cada etapa del compresor a la misma temperatura y cada etapa tiene la misma eficiencia isentrópica (100 por ciento en este caso). Por lo tanto, la temperatura (así como la entalpía) del aire a la salida de cada etapa de compresión será la misma. Un argumento similar se puede usar para la turbina. Por consiguiente,

A las entradas: $T_1 = T_3, \quad h_1 = h_3 \quad \text{y} \quad T_6 = T_8, \quad h_6 = h_8$

A las salidas: $T_2 = T_4, \quad h_2 = h_4 \quad \text{y} \quad T_7 = T_9, \quad h_7 = h_9$

Bajo estas condiciones, la entrada de trabajo en cada etapa del compresor será la misma y, en consecuencia, la salida de trabajo de cada etapa de la turbina.

a) En ausencia de regeneración, la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica se determinan a partir de los datos de la tabla A.17, como:

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{r1} = 1.386$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = \sqrt{8}(1.386) = 3.92 \rightarrow T_2 = 403.3 \text{ K}$$

$$h_2 = 404.31 \text{ kJ/kg}$$

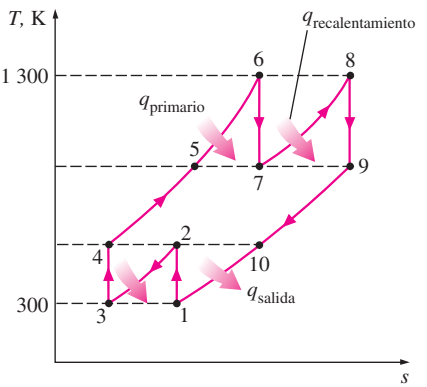


FIGURA 9-46
Diagrama *T-s* del ciclo de turbina de gas analizado en el ejemplo 9-8.

$$T_6 = 1\,300\ \text{K} \rightarrow h_6 = 1\,395.97\ \text{kJ/kg}$$

$$P_{r6} = 330.9$$

$$P_{r7} = \frac{P_7}{P_6} P_{r6} = \frac{1}{\sqrt{8}}(330.9) = 117.0 \rightarrow T_7 = 1\,006.4\ \text{K}$$

$$h_7 = 1\,053.33\ \text{kJ/kg}$$

Entonces

$$w_{\text{comp,entrada}} = 2(w_{\text{comp,entrada,I}}) = 2(h_2 - h_1) = 2(404.31 - 300.19) = 208.24\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{turb,salida}} = 2(w_{\text{turb,salida,I}}) = 2(h_6 - h_7) = 2(1\,395.97 - 1\,053.33) = 685.28\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{turb,salida}} - w_{\text{comp,entrada}} = 685.28 - 208.24 = 477.04\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_6 - h_4) + (h_8 - h_7)$$
$$= (1\,395.97 - 404.31) + (1\,395.97 - 1\,053.33) = 1\,334.30\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$r_{\text{bw}} = \frac{w_{\text{comp,entrada}}}{w_{\text{turb,salida}}} = \frac{208.24\ \text{kJ/kg}}{685.28\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.304\ o\ 30.4\%}$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{477.04\ \text{kJ/kg}}{1\,334.30\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.358\ o\ 35.8\%}$$

Una comparación de estos resultados con los que se obtuvieron en el ejemplo 9-5 (compresión y expansión de una sola etapa) revela que la compresión de etapas múltiples con interenfriamiento, así como la expansión de etapas múltiples con recalentamiento, mejoran la relación del trabajo de retroceso (disminuye de 40.3 a 30.4 por ciento), pero perjudica la eficiencia térmica (desciende de 42.6 a 35.8 por ciento). En consecuencia, el interenfriamiento y el recalentamiento no se recomiendan en centrales eléctricas de turbinas de gas a menos que se acompañen de regeneración.

b) La adición de un regenerador ideal (sin caídas de presión y una eficacia de 100 por ciento) no afecta el trabajo tanto del compresor como de la turbina. Así, la salida de trabajo neto y la relación del trabajo de retroceso de un ciclo de turbina de gas ideal serán idénticas, ya sea que haya un regenerador o no. Sin embargo, un regenerador reduce los requerimientos de entrada de calor al precalentar el aire que sale del compresor mediante el uso de los gases de escape calientes. En un regenerador ideal, el aire del compresor se calienta hasta la temperatura de salida de la turbina T_9 antes de entrar a la cámara de combustión. Así, bajo las suposiciones de aire estándar, $h_5 = h_7 = h_9$.

La entrada de calor y la eficiencia térmica en este caso son

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7)$$
$$= (1\,395.97 - 1\,053.33) + (1\,395.97 - 1\,053.33) = 685.28\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{477.04\ \text{kJ/kg}}{685.28\ \text{kJ kg}} = \mathbf{0.696\ o\ 69.6\%}$$

Explicación Observe que, en comparación con el caso sin regeneración, la eficiencia térmica casi se duplica como resultado de la regeneración. El efecto global que la compresión y la expansión de dos etapas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración tienen sobre la eficiencia térmica es un

incremento superior a 63 por ciento. Cuando el número de etapas de compresión y expansión aumenta, el ciclo se aproximará al ciclo Ericsson y la eficiencia térmica se aproximará

$$\eta_{\text{ter,Ericsson}} = \eta_{\text{ter,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300\ \text{K}}{1\,300\ \text{K}} = 0.769$$

La adición de una segunda etapa aumenta la eficiencia térmica de 42.6 a 69.6 por ciento, un incremento de 27 puntos porcentuales. Éste es un aumento significativo en la eficiencia y bien vale la pena el costo adicional asociado con la segunda etapa. Sin embargo, agregar más etapas (no importa cuántas) puede incrementar la eficiencia en 7.3 puntos porcentuales adicionales, y casi nunca puede justificarse económicamente.

9-11 ▪ CICLOS IDEALES DE PROPULSIÓN POR REACCIÓN

Los motores de turbinas de gas son muy usados para impulsar aeronaves porque son ligeros, compactos y tienen una elevada relación entre potencia y peso. Las turbinas de gas para aviones operan en un ciclo abierto llamado **ciclo de propulsión por reacción**. El ciclo de propulsión por reacción ideal difiere del ciclo Brayton ideal en que los gases no se expanden hasta la presión ambiente en la turbina. En cambio, se expanden hasta una presión tal que la potencia producida por la turbina es suficiente para accionar tanto el compresor como el equipo auxiliar, por ejemplo un generador pequeño y bombas hidráulicas. Es decir, la salida de trabajo neto de un ciclo de propulsión por reacción es cero. Los gases que salen de la turbina a una presión relativamente alta se aceleran en una tobera para proporcionar el empuje que impulsa al avión (Fig. 9-47). También las turbinas de gas para aviones operan a mayores relaciones de presión (por lo común entre 10 y 25) y el fluido pasa primero a través de un difusor, donde se desacelera y su presión se incrementa antes de que entre al compresor.

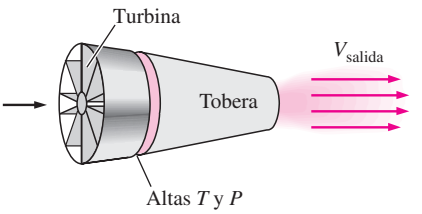


FIGURA 9-47
En un motor de reacción, los gases de altas temperatura y presión que salen de la turbina se aceleran en una tobera para proporcionar el empuje.

Los aviones son impulsados por la aceleración de un fluido en la dirección opuesta al movimiento. Esto se logra al acelerar ligeramente una gran masa de fluido (*motor accionado por una hélice*) o al acelerar considerablemente una pequeña masa de fluido (*motor de reacción o turborreactor*), o ambos procedimientos (*motor de turbo hélice*).

El esquema de un turborreactor y el diagrama *T-s* del ciclo de turborreactor ideal se muestran en la figura 9-48. La presión del aire se eleva ligeramente cuando éste se desacelera en el difusor. Después el aire se comprime en el compresor y se combina con combustible en la cámara de combustión, donde esta mezcla se quema a presión constante. Los gases de combustión a alta presión y alta temperatura se expanden parcialmente en la turbina, entonces producen la suficiente potencia para accionar el compresor y otros equipos. Finalmente, los gases se expanden en una tobera hasta la presión ambiente y salen de la máquina a alta velocidad.

En el caso ideal, el trabajo de la turbina se supone igual al trabajo del compresor. Además, los procesos en el difusor, el compresor, la turbina y la tobera se asumirán como isentrópicos. En el análisis de los ciclos reales, sin embargo, las irreversibilidades asociadas con estos dispositivos deben ser consideradas. El efecto de éstas es para reducir el empuje que puede obtenerse de un turborreactor.

El **empuje** desarrollado en un turborreactor es la fuerza desbalanceada que causa la diferencia en la cantidad de movimiento en que el aire a baja veloci-

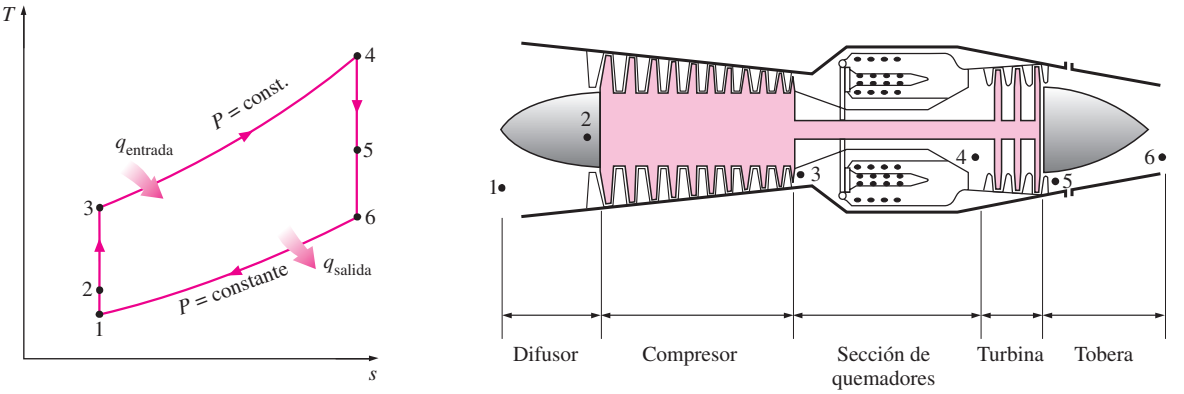


FIGURA 9-48

Componentes básicos de un motor de propulsión a reacción y el diagrama *T-s* del ciclo del propulsor a reacción ideal.

Fuente: The Aircraft Gas Turbine Engine and Its Operation. © United Aircraft Corporation (actualmente United Technologies Corp.), 1951, 1974.

dad entra al motor y los gases de escape de alta velocidad salen de él; esto se determina de la segunda ley de Newton. Las presiones en la entrada y la salida del turborreactor son idénticas (la presión ambiente), por lo tanto el empuje neto desarrollado por el motor es

$$F = (\dot{m}V)_{\text{salida}} - (\dot{m}V)_{\text{entrada}} = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}}) \qquad \text{(N)} \qquad \textbf{(9-27)}$$

donde V_{salida} es la velocidad de salida de los gases de escape y V_{entrada} es la velocidad de entrada del aire, ambas relativas al avión. Así, para una aeronave que vuele en un aire sin corrientes, V_{entrada} es la velocidad de la aeronave. En realidad, los flujos másicos de los gases a la salida y a la entrada del motor son diferentes, pero la diferencia es igual a la rapidez de combustión del combustible. Sin embargo, la relación de masa, aire y combustible utilizada en los motores de propulsión por reacción es usualmente muy alta, lo que hace muy pequeña esta diferencia. Así, $\dot{m}$ en la ecuación 9-27 se toma como el flujo másico del aire en el motor. Un avión que vuela a una velocidad constante utiliza el empuje para superar el arrastre del aire, y la fuerza neta que actúa sobre el cuerpo del avión es cero. Los aviones comerciales ahorran combustible al volar a mayores altitudes durante largos viajes, ya que el aire a altitudes más grandes es menos denso y ejerce una fuerza de arrastre más pequeña sobre el avión.

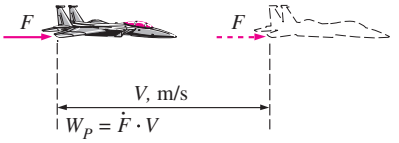


FIGURA 9-49

La potencia de propulsión es el empuje que actúa sobre el avión a lo largo de una distancia por unidad de tiempo.

La potencia desarrollada a partir del empuje de una máquina recibe el nombre de **potencia de propulsión** $\dot{W}_P$, que es la *fuerza de propulsión* (*empuje*) por la *distancia* en que esta fuerza actúa sobre el avión por unidad de tiempo; es decir, el empuje multiplicado por la velocidad del avión (Fig. 9-49):

$$\dot{W}_P = FV_{\text{avión}} = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})V_{\text{avión}} \qquad \text{(kW)} \qquad \textbf{(9-28)}$$

El trabajo neto desarrollado por un turborreactor es cero. Por lo tanto, no es posible definir la eficiencia de un turborreactor de la misma manera que para motores de turbina de gas estacionarios. En lugar de eso se debe usar la definición general de eficiencia, la cual es la relación de la salida deseada y la entrada requerida. La salida deseada en un turborreactor es la *potencia producida* para impulsar el avión $\dot{W}_P$, y la entrada requerida es el *poder calorífico del combustible* $\dot{Q}_{\text{entrada}}$. La relación de estas dos cantidades se llama **eficiencia de propulsión** y está dada por

$$\eta_P = \frac{\text{Potencia de propulsión}}{\text{Relación de entrada de energía}} = \frac{\dot{W}_P}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \qquad \textbf{(9-29)}$$

La eficiencia de propulsión es una medida de qué tan eficientemente la energía térmica liberada durante el proceso de combustión se convierte en energía de propulsión. La parte remanente de la energía liberada se mostrará como la energía cinética de los gases de escape relativa a un punto fijo sobre el suelo y como un incremento en la entalpía del aire que sale de la máquina.

EJEMPLO 9-9 El ciclo ideal para propulsión por reacción

Un avión de turborreactor vuela con una velocidad de 850 pies/s a una altura donde el aire está a 5 psia y –40°F. El compresor tiene una relación de presión de 10 y la temperatura de los gases a la entrada de la turbina es de 2 000°F. El aire entra al compresor a una tasa de 100 lbm/s. Utilice las suposiciones del aire frío estándar para determinar *a*) la temperatura y la presión de los gases en la salida de la turbina, *b*) la velocidad de los gases en la salida de la tobera y *c)* la eficiencia de propulsión del ciclo.

Solución Se han especificado las condiciones de operación de un avión de turborreactor y se determinarán la temperatura y la presión a la salida de la turbina, la velocidad de los gases a la salida de la tobera y la eficiencia de propulsión del ciclo.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Las suposiciones de aire frío estándar son aplicables, por lo tanto puede suponerse que el aire tiene calores específicos constantes a temperatura ambiente (c_p = 0.240 Btu/lbm · °F y k = 1.4). **3** Los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes, excepto en la entrada del difusor y en la salida de la tobera. **4** La salida de trabajo de la turbina es igual a la entrada de trabajo del compresor.

Análisis El diagrama *T-s* para el ciclo ideal de propulsión por reacción descrito se muestra en la figura 9-50. Se observa que los componentes involucrados en el ciclo de propulsión por reacción son dispositivos de flujo estable.

a) Antes de que se pueda determinar la temperatura y la presión en la salida de la turbina, se necesita encontrar las temperaturas y presiones en los otros estados:

Proceso 1-2 (compresión isentrópica de un gas ideal en un difusor): por conveniencia, podemos suponer que el avión está estacionario y que el aire se mueve hacia el avión a una velocidad de V_1 = 850 pies/s. Idealmente, el aire saldrá del difusor con una velocidad insignificante ($V_2 \cong 0$):

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2}\overset{0}{\nearrow} = h_1 + \frac{V_1^2}{2}$$

$$0 = c_p(T_2 - T_1) - \frac{V_1^2}{2}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p}$$

$$= 420\ \text{R} + \frac{(850\ \text{ft/s})^2}{2(0.240\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})}\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25\,037\ \text{ft}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 480\ \text{R}$$

$$P_2 = P_1\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (5\ \text{psia})\left(\frac{480\ \text{R}}{420\ \text{R}}\right)^{1.4/(1.4-1)} = 8.0\ \text{psia}$$

Proceso 2-3 (compresión isentrópica de un gas ideal en un compresor):

$$P_3 = (r_p)(P_2) = (10)(8.0\ \text{psia}) = 80\ \text{psia}\ (= P_4)$$

$$T_3 = T_2\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{(k-1)/k} = (480\ \text{R})(10)^{(1.4-1)/1.4} = 927\ \text{R}$$

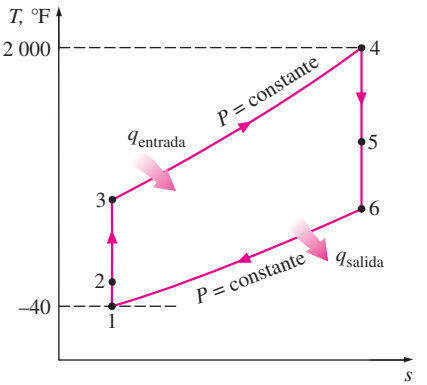


FIGURA 9-50
Diagrama *T-s* para el ciclo del turborreactor descrito en el ejemplo 9-9.

Proceso 4-5 (expansión isentrópica de un gas ideal en una turbina): sin tomar en cuenta los cambios de la energía cinética en el compresor y la turbina, y suponiendo que el trabajo de ésta será igual al trabajo del compresor, encontramos que la temperatura y la presión a la salida de la turbina son

$$w_{\text{comp,entrada}} = w_{\text{turb,salida}}$$

$$h_3 - h_2 = h_4 - h_5$$

$$c_p(T_3 - T_2) = c_p(T_4 - T_5)$$

$$T_5 = T_4 - T_3 + T_2 = 2\,460 - 927 + 480 = \mathbf{2\,013\ R}$$

$$P_5 = P_4\left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{k/(k-1)} = (80\ \text{psia})\left(\frac{2\,013\ \text{R}}{2\,460\ \text{R}}\right)^{1.4/(1.4-1)} = \mathbf{39.7\ psia}$$

b) Para encontrar la velocidad en la salida de la tobera, primero se necesita determinar la temperatura de salida de la tobera y después aplicar la ecuación de energía de flujo estable.

Proceso 5-6 (expansión isentrópica de un gas ideal en una tobera):

$$T_6 = T_5\left(\frac{P_6}{P_5}\right)^{(k-1)/k} = (2\,013\ \text{R})\left(\frac{5\ \text{psia}}{39.7\ \text{psia}}\right)^{(1.4-1)/1.4} = 1\,114\ \text{R}$$

$$h_6 + \frac{V_6^2}{2} = h_5 + \frac{\cancelto{0}{V_5^2}}{2}$$

$$0 = c_p(T_6 - T_5) + \frac{V_6^2}{2}$$

$$V_6 = \sqrt{2c_p(T_5 - T_6)}$$

$$= \sqrt{2(0.240\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})[(2\,013 - 1\,114)\ \text{R}]\left(\frac{25\,037\ \text{ft}^2/\text{s}^2}{1\ \text{Btu/lbm}}\right)}$$

$$= \mathbf{3\,288\ ft/s}$$

c) La eficiencia de propulsión de un turborreactor es la relación entre la potencia de propulsión desarrollada $\dot{W}_P$ y la relación de transferencia de calor total hacia el de trabajo:

$$\dot{W}_P = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})V_{\text{avión}}$$

$$= (100\ \text{lbm/s})[(3\,288 - 850)\ \text{ft/s}](850\ \text{ft/s})\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25\,037\ \text{ft}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 8\,276\ \text{Btu/s} \quad (\text{u } 11\,707\ \text{hp})$$

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_4 - h_3) = \dot{m}c_p(T_4 - T_3)$$

$$= (100\ \text{lbm/s})(0.240\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})[(2\,460 - 927)\ \text{R}]$$

$$= 36\,794\ \text{Btu/s}$$

$$\eta_P = \frac{\dot{W}_P}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} = \frac{8\,276\ \text{Btu/s}}{36\,794\ \text{Btu/s}} = \mathbf{22.5\%}$$

Es decir, 22.5 por ciento de la entrada de energía se usa para impulsar el avión y para superar la fuerza de arrastre ejercida por el aire atmosférico.

Explicación Para quienes estén sorprendidos con lo que sucede con el resto de la energía, aquí está una breve explicación:

$$\dot{KE}_{salida} = \dot{m}\frac{V_g^2}{2} = (100\ \text{lbm/s})\left\{\frac{[(3\,288 - 850)\text{ft/s}]^2}{2}\right\}\left(\frac{1\ \text{Btu/lbm}}{25\,037\ \text{ft}^2/\text{s}^2}\right)$$

$$= 11\,867\ \text{Btu/s} \qquad (32.2\%)$$

$$\dot{Q}_{salida} = \dot{m}(h_6 - h_1) = \dot{m}c_p(T_6 - T_1)$$

$$= (100\ \text{lbm/s})(0.24\ \text{Btu/lbm}\cdot\text{R})[(1\,114 - 420)\ \text{R}]$$

$$= 16\,651\ \text{Btu/s} \qquad (45.3\%)$$

Por lo tanto, 32.2 por ciento de la energía aparecerá como exceso de energía cinética (energía cinética de los gases relativa a un punto fijo sobre el suelo). Observe que para la eficiencia de propulsión más alta, la velocidad de los gases de escape relativa al suelo V_g debe ser cero; es decir, los gases de escape deben salir de la tobera a la velocidad del avión. El 45.3 por ciento restante de la energía se presenta como un incremento en la entalpía de los gases que salen de la máquina. Estas dos últimas formas de energía con el tiempo se volverán parte de la energía interna del aire atmosférico (Fig. 9-51).

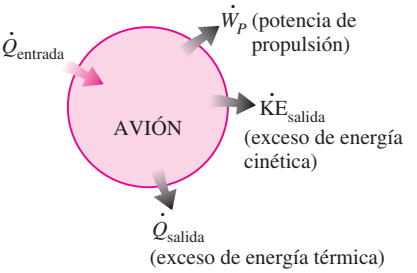


FIGURA 9-51

La energía suministrada a un avión (a partir de la quema de combustible) se manifiesta en diversas formas.

Modificaciones para motores de turborreactor

Los primeros aviones que se construyeron fueron accionados mediante propulsores activados por máquinas esencialmente idénticas a los motores de automóviles. El principal avance en la aviación comercial sucedió con la introducción del turborreactor en 1952. Tanto los motores accionados por hélice como los activados por propulsión por reacción tienen sus propias ventajas y limitaciones, y se han hecho varios intentos para combinar las características más deseables de ambos en uno solo. Dos de esas modificaciones son el *motor de propulsión* y el *turbofan*.

El motor utilizado más ampliamente en la propulsión de aviones es el motor de **turbofan** (o *ventirreactor*), donde un gran ventilador accionado por una turbina obliga a que una gran cantidad de aire circule por un ducto (cubierta) que rodea a la máquina, como se muestra en las figuras 9-52 y 9-53. El escape del ventilador sale del ducto a una velocidad más alta incrementando de manera significativa el empuje total del motor. El motor de turbofan se basa en el mismo principio que la potencia, un gran volumen de aire que se mueve con más lentitud producirá más empuje que un volumen pequeño de aire que se mueve rápidamente. El primer motor turbofan comercial fue probado con éxito en 1955.

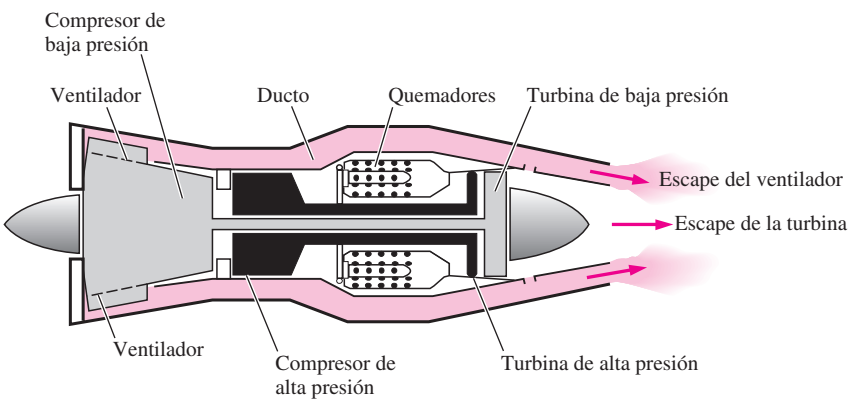


FIGURA 9-52

Un motor turbofan.

Fuente: The Aircraft Gas Turbine and Its Operation. © United Aircraft Corporation (Actualmente United Technologies Corp.), 1951, 1974.

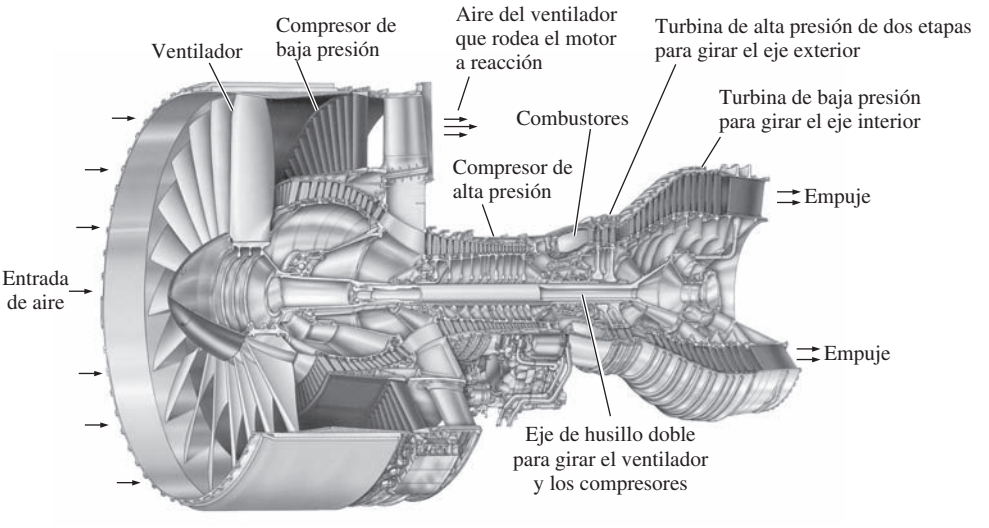

Ventilador
Compresor de baja presión
Aire del ventilador que rodea el motor a reacción
Turbina de alta presión de dos etapas para girar el eje exterior
Turbina de baja presión para girar el eje interior
Combustores
Compresor de alta presión
Empuje
Entrada de aire
Empuje
Eje de husillo doble para girar el ventilador y los compresores

FIGURA 9-53

Motor moderno de reacción utilizado para impulsar el avión Boeing 777. Es un turboventilador Pratt & Whitney PW4084 capaz de producir 84 000 lbs de empuje. Tiene 4.87 m (192 pulg) de longitud, tiene un ventilador de 2.84 m (112 pulg) de diámetro y pesa 6 800 kg (15 000 lbm).

Cortesía de Pratt & Whitney Corp.

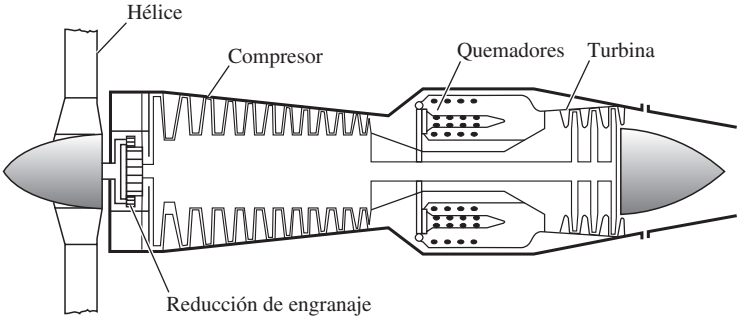


FIGURA 9-54

Un motor de turbohélice.

Fuente: The Aircraft Gas Turbine Engine and Its Operation. © United Aircraft Corporation (actualmente United Technologies Corp.), 1951, 1974.

El motor de turbofan de un avión puede distinguirse del turborreactor menos eficiente por la gruesa cubierta del gran ventilador. Todo el empuje del turborreactor se debe a los gases de escape que salen del motor a aproximadamente dos veces la velocidad del sonido. En un motor de turbofan los gases de escape de alta velocidad se mezclan con el aire que tiene una velocidad inferior, lo cual resulta en una considerable reducción del ruido.

Nuevas técnicas de enfriamiento han originado incrementos notables en las eficiencias, permitiendo que las temperaturas del gas a la salida del quemador alcancen valores superiores a 1 500°C, 100°C por encima del punto de fusión de los materiales de los alabes de la turbina. Los motores de turbofan merecen la mayor parte del crédito en el éxito de los jumbo jets que pesan casi 400 000 kg y son capaces de transportar más de 400 pasajeros a distancias mayores a los 10 000 km con velocidades superiores a 950 km/h con menos combustible por pasajero y distancia.

La relación entre el flujo másico del aire que se desvía por la cámara de combustión y el del aire que fluye por ella recibe el nombre de *relación de desvío*. Las primeras máquinas comerciales de alta relación de desvío tenían una relación de desvío de 5. El aumento de esta relación en un motor de turbofan incrementa el empuje, por eso tiene sentido eliminar la cubierta del ventilador ya que el resultado es un motor de **turbopropulsión**, como el que se ilustra en la figura 9-54. Los motores de turbofan y de turbopropulsión difieren principalmente en sus relaciones de desvío: 5 o 6 para turboventiladores y de hasta 100 para los de turbopropulsión. Como regla general, las hélices son más eficientes que los motores de reacción; pero están limitadas a

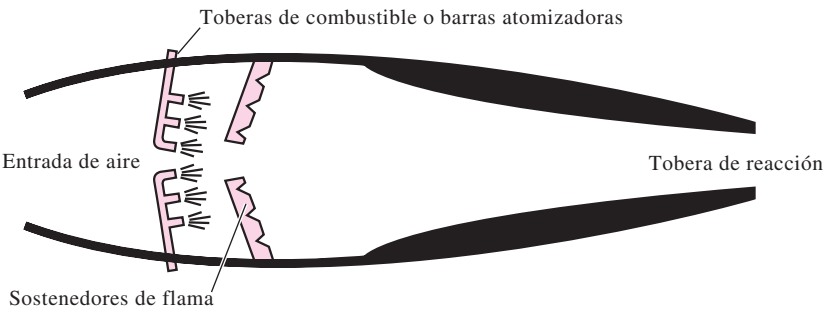


FIGURA 9-55
Motor de estatorreactor.

Fuente: The Aircraft Gas Turbine Engine and Its Operation. © United Aircraft Corporation (actualmente United Technologies Corp.), 1951, 1974.

una operación de baja velocidad y baja altura porque su eficiencia disminuye a altas velocidades y altitudes. Los antiguos motores de turborreactor (*turbohélices*) estaban limitados a velocidades cercanas a 0.62 mach y a altitudes de aproximadamente 9 100 m. Se espera que los nuevos motores de turborreactor (*propulfan*) que están en desarrollo alcancen velocidades de 0.82 mach y altitudes de casi 12 200 m. Se espera que los aviones comerciales de tamaño y radio de acción medio, impulsados por propulfan, vuelen tan alto y tan rápido como los aviones impulsados por turbofan, y con menos combustible.

Otra modificación muy extendida en los aviones militares es la adición de una sección de **quemadores posteriores** entre la turbina y la tobera. Siempre que surge la necesidad de empuje adicional, como en aterrizajes cortos o condiciones de combate, se inyecta combustible adicional dentro de los gases de combustión ricos en oxígeno que salen de la turbina. Como resultado de esta adición de energía, los gases de escape salen a una velocidad más alta y suministran un empuje mayor.

Un motor de **estatorreactor** es un ducto con forma adecuada sin compresor o turbina, como se muestra en la figura 9-55, y en ocasiones se usa para la propulsión de alta velocidad de misiles y aviones. El aumento de presión en el motor es suministrado por el efecto de ariete del aire de alta velocidad que al entrar golpea contra una barrera. Por lo tanto, un motor de estatorreactor necesita operarse a una velocidad suficientemente elevada mediante una fuerza externa antes de que pueda encenderse.

El motor de estatorreactor se desempeña mejor en aviones que vuelan arriba de 2 o 3 mach (2 o 3 veces la velocidad del sonido). En uno de estos motores el aire se desacelera a aproximadamente 0.2 mach, el combustible se agrega al aire y se quema a esta velocidad baja, mientras los gases de combustión se expanden y aceleran en una tobera.

Un motor **superestatorreactor** es esencialmente un estatorreactor en el cual el aire fluye a velocidades supersónicas (arriba de la velocidad del sonido). Los motores estatorreactores que se convierten en configuraciones de superestatorreactores a velocidades superiores a 6 mach se prueban con buenos resultados a velocidades de aproximadamente 8 mach.

Finalmente, un **cohete** es un dispositivo donde un combustible sólido o líquido y un oxidante reaccionan en la cámara de combustión. Después, los gases de combustión de alta presión se expanden en una tobera, para salir del cohete a velocidades muy altas, lo cual produce el empuje que impulsa al cohete.

9-12 ▪ ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY DE CICLOS DE POTENCIA DE GAS

Los ciclos ideales de Carnot, Ericsson y Stirling son *totalmente reversibles*, de modo que no incluyen ninguna irreversibilidad. Sin embargo, los ciclos ideales de Otto, Diesel y Brayton solamente son *internamente reversibles*, por

lo tanto pueden incluir irreversibilidades externas al sistema. Un análisis de la segunda ley de estos ciclos revelará dónde suceden las irreversibilidades más grandes y dónde inician las mejoras.

Las relaciones para la *exergía* y la *destrucción de exergía* tanto para sistemas cerrados como para sistemas de flujo estable se desarrollaron en el capítulo 8. La destrucción de exergía para un proceso de un sistema cerrado se expresa como

$$\begin{aligned} X_{\text{destr}} &= T_0 S_{\text{gen}} = T_0(\Delta S_{\text{sis}} - S_{\text{entrada}} + S_{\text{salida}}) \\ &= T_0\left[(S_2 - S_1)_{\text{sis}} - \frac{Q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} + \frac{Q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}}\right] \quad \text{(kJ)} \end{aligned} \tag{9-30}$$

donde $T_{b,\text{entrada}}$ y $T_{b,\text{salida}}$ son las temperaturas de la frontera del sistema donde el calor es transferido hacia y desde el sistema, respectivamente. Una relación similar para sistemas de flujo estable puede expresarse en la forma de tasa, como

$$\dot{X}_{\text{destr}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = T_0(\dot{S}_{\text{salida}} - \dot{S}_{\text{entrada}}) = T_0\left(\sum_{\text{salida}} \dot{m}s - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}s - \frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} + \frac{\dot{Q}_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}}\right) \quad \text{(kW)} \tag{9-31}$$

o, por unidad de masa para un dispositivo de flujo estable de una entrada y una salida, como

$$X_{\text{des}} = T_0 s_{\text{gen}} = T_0\left(s_e - s_i - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}} + \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}}\right) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{9-32}$$

donde los subíndices e y s denotan los estados de entrada y de salida, respectivamente.

La destrucción de exergía de un *ciclo* es la suma de la destrucción de exergía de los procesos que componen ese ciclo. La destrucción de exergía de un ciclo también puede determinarse sin seguir los procesos individuales considerando el ciclo completo como un solo proceso y usando una de las relaciones anteriores. La entropía es una propiedad y su valor depende únicamente del estado. Para un ciclo, reversible o real, los estados inicial y final son idénticos, por lo que $s_s = s_e$. Por lo tanto, la destrucción de exergía de un ciclo depende de la magnitud de la transferencia de calor debido a los depósitos de alta y baja temperatura involucrados y de sus temperaturas. Puede expresarse por unidad de masa como

$$x_{\text{destr}} = T_0\left(\sum \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \sum \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}}\right) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{9-33}$$

Para un ciclo que sólo implica transferencia de calor en una fuente a T_H y un sumidero a T_L, la destrucción de exergía es

$$x_{\text{destr}} = T_0\left(\frac{q_{\text{salida}}}{T_L} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_H}\right) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{9-34}$$

La exergía de un sistema cerrado ϕ y una corriente de fluido ψ en cualquier estado puede determinarse a partir de

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + P_0(v - v_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad \text{(kJ/kg)} \tag{9-35}$$

y

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad \text{(kJ/kg)} \tag{9-36}$$

donde el subíndice “0” denota el estado de los alrededores.

EJEMPLO 9-10 Análisis de la segunda ley de un ciclo de Otto

Determine la destrucción de exergía del ciclo de Otto (la totalidad de ésta en los cuatro procesos, así como la del ciclo) analizado en el ejemplo 9-2; suponga que el calor se transfiere hacia el fluido de trabajo desde una fuente a 1 700 K y que el calor se libera hacia los alrededores a 290 K. Determine también la exergía de los gases de escape cuando se purgan.

Solución Se reconsiderará el ciclo de Otto analizado en el ejemplo 9-2. Para temperaturas especificadas de la fuente y el sumidero, se determinará la destrucción de exergía asociada con el ciclo y la exergía purgada con los gases de escape.

Análisis En el ejemplo 9-2 varias cantidades de interés fueron dadas o determinadas como

$$r = 8 \qquad P_2 = 1.7997 \text{ MPa}$$
$$T_0 = 290 \text{ K} \qquad P_3 = 4.345 \text{ MPa}$$
$$T_1 = 290 \text{ K} \qquad q_{\text{entrada}} = 800 \text{ kJ/kg}$$
$$T_2 = 652.4 \text{ K} \qquad q_{\text{salida}} = 381.83 \text{ kJ/kg}$$
$$T_3 = 1\,575.1 \text{ K} \qquad w_{\text{neto}} = 418.17 \text{ kJ/kg}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos ($s_1 = s_2$, $s_3 = s_4$), por lo tanto no incluyen ninguna irreversibilidad interna ni externa, es decir, $X_{destr,12} = 0$ y $X_{destr,34} = 0$.

Los procesos 2-3 y 4-1 son procesos de adición y rechazo de calor a volumen constante, y son internamente reversibles. Sin embargo, la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la fuente o el sumidero sucede debido a una diferencia de temperatura finita, lo que permite que ambos procesos sean irreversibles. La destrucción de exergía asociada con cada proceso se determina de la ecuación 9-32. Sin embargo, primero es necesario determinar el cambio de entropía del aire durante estos procesos:

$$\begin{aligned} s_3 - s_2 &= s_3^\circ - s_2^\circ - R \ln \frac{P_3}{P_2} \\ &= (3.5045 - 2.4975)\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} - (0.287\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln \frac{4.345\ \text{MPa}}{1.7997\ \text{MPa}} \\ &= 0.7540\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

También,

$$q_{\text{entrada}} = 800 \text{ kJ/kg} \quad \text{y} \quad T_{\text{fuente}} = 1\,700 \text{ K}$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned} x_{\text{destr},23} &= T_0 \left[(s_3 - s_2)_{\text{sis}} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{\text{fuente}}} \right] \\ &= (290 \text{ K}) \left[0.7540\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} - \frac{800\ \text{kJ/kg}}{1\,700 \text{ K}} \right] \\ &= 82.2 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Para el proceso 4-1, $s_1 - s_4 = s_2 - s_3 = -0.7540$ kJ/kg · K, $q_{R,41} = q_{\text{salida}} = 381.83$ kJ/kg, y $T_{\text{sumidero}} = 290$ K. Así,

$$x_{\text{destr},41} = T_0 \left[(s_1 - s_4)_{\text{sis}} + \frac{q_{\text{salida}}}{T_{\text{sumidero}}} \right]$$

$$= (290\ \text{K})\left[-0.7540\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} + \frac{381.83\ \text{kJ/kg}}{290\ \text{K}}\right]$$
$$= 163.2\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto, la irreversibilidad del ciclo es

$$x_{\text{destr,ciclo}} = x_{\text{destr,12}} + x_{\text{destr,23}} + x_{\text{destr,34}} + x_{\text{destr,41}}$$
$$= 0 + 82.2\ \text{kJ/kg} + 0 + 163.2\ \text{kJ/kg}$$
$$= \mathbf{245.4\ kJ/kg}$$

La destrucción de exergía del ciclo podría determinarse también a partir de la ecuación 9-34. Observe que la destrucción de exergía más grande en el ciclo ocurre durante el proceso de rechazo de calor. Por lo tanto, cualquier intento por reducirla debe empezar con este proceso.

Sin tomar en cuenta cualquier energía cinética y potencial, la exergía (potencial de trabajo) del fluido de trabajo antes de que se purgue (estado 4) se determina de la ecuación 9-35:

$$\phi_4 = (u_4 - u_0) - T_0(s_4 - s_0) + P_0(v_4 - v_0)$$

donde

$$s_4 - s_0 = s_4 - s_1 = 0.7540\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$
$$u_4 - u_0 = u_4 - u_1 = q_{\text{salida}} = 381.83\ \text{kJ/kg}$$
$$v_4 - v_0 = v_4 - v_1 = 0$$

Por lo tanto,

$$\phi_4 = 381.83\ \text{kJ/kg} - (290\ \text{K})(0.7540\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}) + 0 = \mathbf{163.2\ kJ/kg}$$

lo cual es equivalente a la anulación de exergía en el proceso 4-1. (¿Por qué?)

Explicación Observe que 163.2 kJ/kg de trabajo podrían obtenerse de los gases de escape si fueran llevados al estado de los alrededores de una manera reversible.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* — Ahorro de combustible y dinero al manejar con sensatez

Dos terceras partes del petróleo utilizado en Estados Unidos se usan para transportación. La mitad de este petróleo es consumido por automóviles de pasajeros y camiones ligeros que son usados por la gente para trasladarse y regresar del trabajo (38 por ciento), en un negocio familiar (35 por ciento) y para actividades recreativas, sociales y religiosas (27 por ciento). La eficiencia total de los vehículos ha aumentado considerablemente con el paso de los años debido a mejoras en aerodinámica, materiales y controles electrónicos. Sin embargo, el consumo promedio de combustible de los nuevos vehículos no ha cambiado mucho de aproximadamente 20 millas por galón (mpg) debido a la creciente tendencia del consumidor a comprar automóviles, camiones y vehículos utilitarios y deportivos más grandes y con menor eficiencia de combustible. Los motociclistas también continúan manejando más cada año: 11 725 millas en 1999 comparadas con 10 277 millas en 1990. En consecuencia, el uso anual de gasolina por vehículo en Estados Unidos ha aumentado a 603 galones en 1999 (con un valor de 1 206 dólares a 2.00 dólares/gal) de 506 galones en 1990 (Fig. 9-56).

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad. La información aquí presentada se basa en gran parte en las publicaciones del Departamento de Energía, de la Agencia de Protección Ambiental y de la Asociación Automovilística Americana, de Estados Unidos.

Ahorrar combustible no se limita a tener buenos hábitos de manejo, también implica comprar el coche correcto, utilizarlo responsablemente y darle mantenimiento adecuado. Un automóvil no quema ningún combustible cuando no está funcionando, por lo tanto una manera segura de ahorrar combustible es no conducir el automóvil, pero ésta no es la razón por la que se compra un coche. Podemos reducir el manejo y por lo tanto el consumo de combustible si se toman en cuenta alternativas viables como *vivir cerca de las áreas de trabajo y de los centros comerciales, trabajar en casa, laborar más tiempo en menos días, unirse a un grupo que comparta automóviles o fundar uno, utilizar el transporte público, combinar tareas en un solo viaje y planearlas, evitar las horas pico y los caminos con tránsito pesado y muchos semáforos*, y sencillamente *caminar* o *viajar en bicicleta* a lugares cercanos, lo cual trae el beneficio adicional de buena salud y condición física. Manejar solamente cuando es necesario es la mejor manera de ahorrar combustible y dinero, así como cuidar el ambiente.

Manejar eficientemente empieza antes de comprar un coche, tal como criar buenos hijos empieza antes de casarse. La decisión de comprar tomada en este momento afectará el consumo de combustible durante muchos años. Bajo condiciones promedio de manejo, el dueño de un vehículo que rinda 30 mpg gastará 400 dólares menos cada año en combustible que el dueño de un vehículo de 20 mpg (suponiendo un costo del combustible de 2.00 dólares por galón y 12 000 millas de manejo por año). Si se conserva un vehículo durante 5 años, el de 30 mpg, ahorrará 2 000 dólares durante este periodo (Fig. 9-57). El consumo de combustible de un coche depende de muchos factores, como *el tipo de vehículo*, *peso, tipo de transmisión, tamaño y eficiencia del motor* y de *los accesorios* y *opciones instaladas*. Los automóviles de combustible más eficiente son automóviles compactos con diseño aerodinámico y un motor pequeño, transmisión manual, área frontal pequeña (la altura por el ancho del coche) y accesorios esenciales.

A velocidades permitidas en autopista, la mayor parte del combustible es usado para vencer el rozamiento aerodinámico o la resistencia del aire contra el movimiento, que es la fuerza necesaria para mover el vehículo a través del aire. Esta fuerza de resistencia es proporcional al coeficiente de arrastre y al área frontal, por lo tanto, para un área frontal determinada, un vehículo con apariencia de saeta diseñado aerodinámicamente y con líneas de contorno que coincidan con las de la corriente del aire tiene un coeficiente menor de arrastre y en consecuencia mejor economía de combustible que un vehículo parecido a una caja con esquinas agudas (Fig. 9-58). De acuerdo a esta generalización, un automóvil compacto tiene un área frontal menor y por lo tanto mejor economía de combustible en comparación con la de un automóvil grande.

Mover el *peso extra* requiere más combustible y en consecuencia daña la economía de combustible. Así, el vehículo más ligero es más eficiente. También, como regla general, mientras mayor es el motor mayor es su tasa de consumo de combustible. Entonces, es lógico esperar que un coche con un motor de 1.8 L sea más eficiente en consumo que uno con un motor de 3.0 L. Para un cierto tamaño de motor, los *motores diesel* operan con relaciones de compresión mucho más altas que los de gasolina, por lo tanto son inherentemente más eficientes en su consumo. Las *transmisiones manuales* son por lo general más eficientes que las automáticas, pero éste no es siempre el caso. Un automóvil con transmisión automática generalmente utiliza 10 por ciento más combustible que otro con transmisión manual, debido a las pérdidas asociadas con la conexión hidráulica entre el motor y la transmisión, así como el peso adicional. Las transmisiones con un *engrane de sobremarcha* (encontrado en transmisiones automáticas de cuatro velocidades y en las manuales de cinco velocida-

FIGURA 9-56

El automóvil promedio en Estados Unidos es conducido alrededor de 12 000 millas por año, utiliza cerca de 600 galones de gasolina, equivalente a un costo de 1 200 dólares a 2.00 dólares/gal.

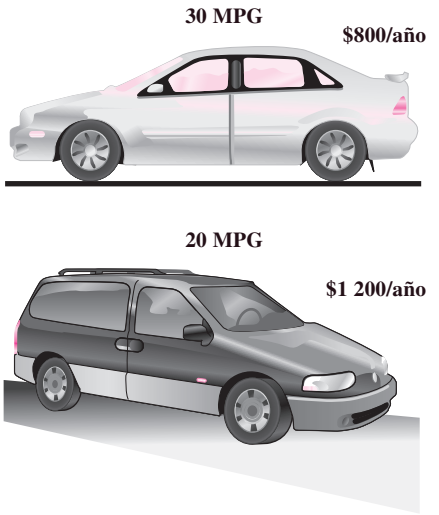


FIGURA 9-57

Bajo condiciones promedio de manejo, el dueño de un vehículo de 30 mpg gastará $400 menos cada año en combustible en comparación con el dueño de un vehículo de 20 mpg (suponiendo $2.00/gal y 12 000 millas/año).

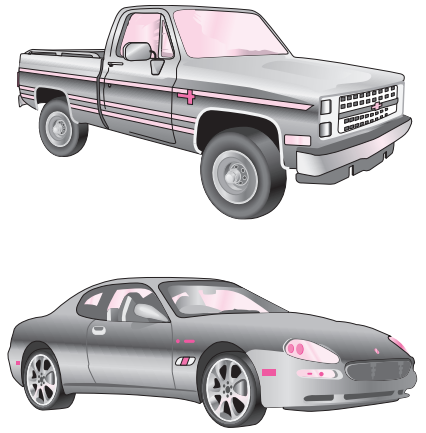


FIGURA 9-58

Los vehículos diseñados aerodinámicamente tienen un coeficiente menor de arrastre y por lo tanto mejor economía de combustible que los vehículos que parecen cajas con esquinas agudas.

FIGURA 9-59

A pesar de las implicaciones que traen consigo los nombres ostentosos, un combustible con un número de octanaje más alto no es un mejor combustible; simplemente es más caro.

© Vol. 21/PhotoDisc

des) ahorran combustible y reducen el ruido y el desgaste del motor durante la conducción en carretera, reduciendo las rpm del motor mientras que mantienen la misma velocidad del vehículo.

La *tracción delantera* ofrece mejor tracción (debido al peso del motor sobre las ruedas delanteras), peso reducido del vehículo y por lo tanto mejor economía de combustible, con el beneficio adicional de tener mayor espacio en el compartimiento de pasajeros. Los mecanismos de conducción en las cuatro ruedas ofrecen mejor tracción y frenado, por lo tanto una conducción más segura sobre grava suelta y caminos resbaladizos, ya que transmiten torsión para las cuatro ruedas. Sin embargo, la seguridad adicional conlleva un incremento de peso, ruido y costo, y un decremento en la economía de combustible. Las *llantas radiales* generalmente disminuyen el consumo de combustible de 5 a 10 por ciento al reducir la resistencia al rodaje, pero su presión debe ser verificada regularmente ya que pueden verse normales y tenerla baja. El *control de crucero* ahorra combustible durante los viajes largos en caminos abiertos y manteniendo una velocidad estable. Las *ventanas oscuras* y los colores interiores y exteriores claros reducen la ganancia de calor solar, y por ende la necesidad de aire acondicionado.

ANTES DE CONDUCIR

Realizar ciertas cosas antes de empezar a conducir pueden producir una diferencia significativa sobre el costo de combustible del vehículo cuando éste se halla en funcionamiento. A continuación analizamos algunas medidas como utilizar el tipo correcto de combustible, minimizar la marcha ociosa, quitar el peso extra y mantener las llantas correctamente infladas.

Utilice combustible con el número mínimo de octanaje recomendado por el fabricante del vehículo

Muchos conductores compran el combustible premium de más alto costo, porque piensan que es mejor para el motor. La mayoría de los coches actuales están diseñados para operar con combustible regular sin plomo. Si el manual de operación no pide combustible premium, utilizar gasolina que no sea la regular es simplemente un desperdicio de dinero. El número de octanos no es una medida de la "potencia" o "calidad" del combustible, es sencillamente una medida de la resistencia del combustible al cascabeleo de la máquina causado por la combustión prematura. A pesar de las implicaciones de nombres ostentosos como "premium", "súper" o "potencia máxima", un combustible con un número de octanaje más alto no es un mejor combustible, sino solamente uno más caro debido al procesamiento extra requerido para aumentar el número de octanos (Fig. 9-59). Si empiezan a cascabelear, los automóviles más antiguos pueden requerir aumentar un nivel del número recomendado de octanos para un automóvil nuevo.

No sobrellenar el tanque de gasolina

Llenar de más el tanque de combustible puede hacer que el combustible fluya en sentido contrario durante el bombeo. En climas cálidos, un tanque sobrelleno también puede hacer que el nivel de combustible rebose debido a la expansión térmica. Esto desperdicia combustible, contamina el ambiente y puede dañar la pintura del vehículo. Asimismo, los tapones del tanque de combustible que no sellan bien permitirán que se pierda algo de gasolina por evaporación. Comprar combustible en clima fresco, como en las mañanas, minimizará las pérdidas evaporativas. Cada galón de combustible derramado o evaporado emite tantos hidrocarburos al aire como 7 500 millas de manejo.

Estacione en el garaje

El motor de un automóvil estacionado en el garaje durante la noche estará más tibio a la mañana siguiente. Esto reducirá los problemas asociados con el periodo de calentamiento, como arranque, consumo excesivo de combustible y contaminación ambiental. En un clima caliente un garaje bloqueará la luz directa del sol y reducirá la necesidad de usar el aire acondicionado.

Arranque el automóvil correctamente y evite la marcha extendida en vacío

Con los automóviles actuales no es necesario cebar primero el motor bombeando el pedal del acelerador repetidamente antes de arrancar; esto sólo desperdicia combustible. Calentar el motor tampoco es necesario. Tenga en mente que un motor en marcha en vacío desperdicia combustible y contamina el ambiente. No acelere un motor frío para calentarlo, ya que se calentará más rápidamente en el camino bajo carga ligera, mientras que el convertidor catalítico comenzará a funcionar más pronto. Comience a manejar tan pronto como el motor esté encendido, pero evite la aceleración rápida y el manejo en carretera antes de que el motor, y por ende el aceite, se calienten completamente para evitar el desgaste del motor.

En un clima frío el periodo de calentamiento es mucho más largo, el consumo de combustible durante el calentamiento es mayor y las emisiones por el escape también aumentan. Por ejemplo, a –20°C un automóvil debe ser conducido por lo menos a lo largo de 3 millas para calentarse completamente. Un motor de gasolina utilizará hasta 50 por ciento más combustible durante el calentamiento que lo requerido una vez caliente. Las emisiones contaminantes por el escape de un motor frío durante el calentamiento son mucho mayores ya que los convertidores catalíticos no funcionan correctamente antes de alcanzar su temperatura normal de operación, la cual es de alrededor de 390°C.

No lleve peso innecesario en o sobre el vehículo

Quite cualquier nieve o hielo del vehículo y evite llevar artículos innecesarios, especialmente los que sean pesados (como cadenas para nieve, llantas viejas, libros) en el compartimiento de pasajeros, en la cajuela o en el área de carga del vehículo (Fig. 9-60). Esto desperdicia combustible ya que requiere combustible extra para mover el peso adicional. Un peso extra de 100 lbm disminuye la economía de combustible del automóvil entre 1 y 2 por ciento.

Algunas personas encuentran conveniente utilizar una canastilla o cofre en el techo para tener espacio adicional de carga. Sin embargo, si debe llevar artículos extra, colóquelos dentro del vehículo y no en las canastillas del techo, así se reduce el arrastre. La nieve que se acumula en un vehículo y distorsiona su forma debe ser retirada por la misma razón. Una canastilla de techo cargada puede incrementar el consumo de combustible por hasta 5 por ciento durante la conducción en carretera. Hasta la canastilla vacía más aerodinámica incrementará el arrastre aerodinámico, por lo tanto el consumo de combustible. En consecuencia, la canastilla deberá ser retirada cuando no se necesite.

Mantenga las llantas infladas a la presión máxima recomendada

Mantener las llantas infladas correctamente es una de las cosas más fáciles y más importantes que uno puede hacer para mejorar la economía de combustible. Si hay un rango recomendado por el fabricante, deberá usarse la presión más alta para maximizar la economía de combustible. La presión de las llantas debe ser revisada cuando éstas estén frías, ya que la presión cambia con la tem-

FIGURA 9-60

Una canastilla cargada en el techo de un coche aumenta el consumo de combustible hasta 5 por ciento cuando se conduce en carretera.

FIGURA 9-61

Las llantas subinfladas frecuentemente causan que el consumo de combustible de los vehículos aumente en 5 o 6 por ciento.

© The McGraw-Hill Companies / fotógrafo Jill Braaten

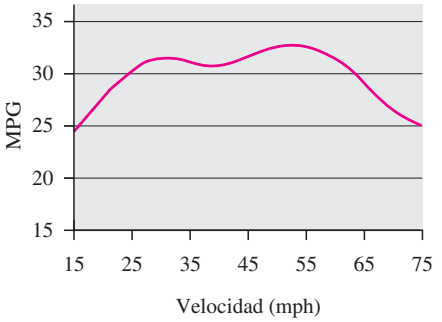


FIGURA 9-62

El arrastre aerodinámico aumenta y, en consecuencia, la economía de combustible disminuye rápidamente a velocidades superiores a las 55 mph.

Fuente: EPA y Departamento de Energía de Estados Unidos.

peratura (aumenta 1 psi por cada elevación de 10°F en la temperatura, ya sea por el ambiente o por la fricción del camino). Las llantas infladas sin la presión necesaria se calientan y ponen en riesgo la seguridad, causan su desgaste prematuro, afectan adversamente el manejo del vehículo y dañan la economía de combustible al aumentar la resistencia al rodaje. Las llantas sobreinfladas causan un viaje sobresaltado e incómodo y hacen que se desgasten de manera dispareja. Las llantas pierden alrededor de 1 psi de presión por mes debido a que golpea agujeros, topes y banquetas. Por lo tanto, la presión de éstas deberá verificarse por lo menos cada mes. Una llanta inflada en una cantidad inferior a 2 psi resultará en un incremento del 1 por ciento en el consumo de combustible (Fig. 9-61). Las llantas subinfladas frecuentemente causan que el consumo de combustible de los vehículos aumente de 5 a 6 por ciento.

También es importante mantener las ruedas alineadas. Manejar un vehículo con las ruedas delanteras desalineadas incrementa la resistencia al rodaje y por lo tanto el consumo de combustible, además de que causa problemas de manejo y desgaste disparejo. Así, las ruedas deberán alinearse correctamente cuando sea necesario.

MIENTRAS MANEJA

Los hábitos de manejo pueden producir una diferencia significativa en la cantidad utilizada de combustible. Manejar sensatamente y practicar algunas técnicas de conducción eficiente en combustible como las que se analizan a continuación incrementará la economía de combustible por más de 10 por ciento.

Evitar arranques bruscos y frenados repentinos

A pesar de la emoción que puedan producir, los arrancones "de liebre", abruptos y agresivos, desperdician combustible, desgastan las llantas, ponen en riesgo la seguridad y son más dañinos para los componentes y conectores del vehículo. Los frenados en los que las llantas rechinan desgastan prematuramente las balatas de freno y pueden causar que el conductor pierda el control del vehículo. Los arranques y frenados suaves ahorran gasolina, reducen el desgaste y la contaminación, al tiempo que son más seguros y demuestran más cortesía para con los demás conductores.

Maneje a velocidades moderadas

Evitar las altas velocidades en los caminos abiertos da como resultado una conducción más segura y mejor economía de combustible. Al conducir en carretera, más de 50 por ciento de la potencia producida por el motor es utilizada para vencer el rozamiento aerodinámico (es decir, para hacer a un lado el aire). El rozamiento aerodinámico y por lo tanto el consumo de combustible aumentan rápidamente a velocidades por encima de las 55 mph, como se muestra en la figura 9-62. En promedio, un automóvil utiliza alrededor de 15 por ciento más combustible a 65 mph, y 25 por ciento más a 70 mph de lo que requiere a 55 mph. (Un automóvil emplea cerca de 10 por ciento más combustible a 100 km/h y 20 por ciento más a 110 km/h de lo que requiere a 90 km/h.)

El análisis anterior no debe llevarnos a concluir que mientras más baja es la velocidad mejor es la economía de combustible, porque no es así. El número de millas que puede conducirse por galón de combustible cae rápidamente a velocidades inferiores a las 30 mph (o 50 km/h), como se aprecia en la gráfica. Además, las velocidades menores al flujo del tránsito pueden causar un riesgo. Por lo tanto, un automóvil deberá manejarse a velocidades moderadas para una economía óptima de combustible.

Mantener velocidad constante

El consumo de combustible permanece en un mínimo durante la conducción estable a velocidades moderadas. Considere que cada vez que presiona fuertemente el acelerador, más combustible es bombeado hacia el motor. El vehículo debe acelerarse gradual y suavemente ya que durante la aceleración rápida es rociado combustible extra dentro del motor. El uso del control de crucero en viajes por autopista puede ayudar a mantener una velocidad constante y a reducir el consumo de combustible. El manejo estable es también más seguro, menos dañino para los nervios y mejor para el corazón.

Anticipe el tránsito y evite acercarse a otros coches

Un conductor puede reducir su consumo de combustible hasta en un 10 por ciento si anticipa las condiciones del tránsito y ajustando su velocidad adecuadamente, evitando acercarse mucho a otros coches y por lo tanto el frenado y la aceleración innecesarios (Fig. 9-63). Las aceleraciones y desaceleraciones desperdician combustible. El frenado y las detenciones abruptas pueden minimizarse, por ejemplo, no siguiendo demasiado cerca a los otros vehículos y desacelerando gradualmente cuando se aproxime a una luz roja, una señal de alto o al tránsito lento. Este estilo relajado de conducir es más seguro, ahorra combustible y dinero, reduce la contaminación, disminuye el desgaste en llantas y frenos y es apreciado por los demás conductores. Darse suficiente tiempo para llegar a su destino ayuda a resistir el deseo de aproximarse demasiado.

FIGURA 9-63

El consumo de combustible puede disminuirse hasta 10 por ciento previniendo las condiciones del tránsito y con una conducción adecuada.

© Vol. 23/PhotoDisc

Evitar aceleraciones y frenados repentinos (excepto en emergencias)

Acelere gradual y suavemente cuando rebase o otros vehículos o cuando se incorpore al tránsito más rápido. Bombear o pisar a fondo el acelerador al manejar hace que el motor cambie al "modo de enriquecimiento de combustible", operación que desperdicia combustible. Cuando se conduce en la ciudad, casi la mitad de la potencia del motor se emplea para acelerar. Cuando se acelera en vehículos con cambios de velocidad, las revoluciones por minuto (rpm) del motor se deben mantener al mínimo. El frenado desperdicia la energía mecánica producida por el motor y desgasta las balatas.

Evite apoyar los pies en los pedales de embrague o freno mientras maneja

Descansar el pie izquierdo en el pedal del freno aumenta la temperatura de los componentes del freno y reduce su eficacia y su vida de servicio al tiempo que desperdicia combustible. De manera similar, descansar el pie izquierdo en el pedal de embrague reduce la presión sobre el disco de embrague, haciendo que se deslice y desgaste prematuramente, desperdiciando combustible.

Utilizar la velocidad más alta (sobremarcha) al conducir en autopista

La sobremarcha mejora la economía de combustible durante la conducción en autopista, disminuyendo la velocidad (o rpm) del motor del vehículo. La velocidad más baja del motor reduce el consumo de combustible por unidad de tiempo así como el desgaste del motor. Por lo tanto, la sobremarcha (la quinta velocidad en automóviles equipados con transmisión manual con sobremarcha) deberá utilizarse tan pronto como la velocidad del vehículo sea lo suficientemente alta.

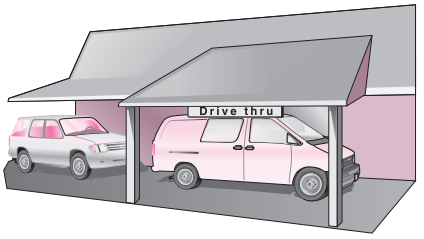


FIGURA 9-64

La marcha en vacío innecesaria durante esperas largas desperdicia combustible, cuesta dinero y contamina el aire.

Apague el motor en lugar de tenerlo en marcha al vacío

La marcha al vacío innecesaria durante esperas largas (por ejemplo, durante el servicio en una ventanilla de acceso desde el automóvil, o al hallarse detenido en el tránsito, etc.) desperdicia combustible, contamina el aire y causa desgaste del motor (más desgaste que en el manejo) (Fig. 9-64). Por lo tanto, el motor deberá apagarse en lugar de tenerlo en marcha al vacío, ya que más de un minuto de este tipo de marcha consume mucho más combustible que reencender el motor. El consumo de combustible en las colas de las ventanillas de acceso desde el automóvil y la contaminación emitida pueden evitarse totalmente estacionando el coche y entrando a pie al establecimiento.

Use esporádicamente el aire acondicionado

El aire acondicionado consume considerable potencia, por lo tanto aumenta el consumo de combustible por 3 o 4 por ciento durante la conducción en autopista y en consecuencia 10 por ciento durante la conducción en la ciudad (Fig. 9-65). La mejor alternativa al aire acondicionado es abrir el sistema de ventilación (comúnmente, esto se consigue al hacer funcionar el aire acondicionado en el modo "económico") y manteniendo cerradas las ventanas y el techo. Esta medida será adecuada para lograr comodidad cuando se está en un clima agradable y ahorrará el máximo de combustible, ya que el compresor del acondicionador de aire estará apagado. Sin embargo, en un clima más cálido la ventilación no puede suministrar un efecto refrescante adecuado. En tal caso puede conseguirse comodidad abriendo las ventanillas o el techo, lo cual es una alternativa viable para el manejo en la ciudad, pero no en carretera, ya que el rozamiento aerodinámico causado por las ventanillas o el techo abiertos a las velocidades de carretera consume más combustible que el aire acondicionado. Por lo tanto, a velocidades de carretera, las ventanillas o el techo deberán estar cerrados y el aire acondicionado encendido para ahorrar combustible. Éste es el caso para automóviles más modernos, diseñados aerodinámicamente.

FIGURA 9-65

El aire acondicionado aumenta el consumo de combustible de 3 a 4 por ciento durante el manejo en autopista y crece a 10 por ciento cuando se conduce en la ciudad.

La mayoría de los sistemas de aire acondicionado tienen una posición de "máxima" o de "recirculación" que reduce la cantidad de aire exterior caliente que debe enfriarse, y por ende el consumo de combustible para acondicionamiento de aire. Una medida pasiva para reducir la necesidad de aire acondicionado es estacionar el vehículo en la sombra y dejar las ventanas ligeramente abiertas para permitir la circulación de aire.

DESPUÉS DE CONDUCIR

Usted no puede ser una persona eficiente y lograr mucho a menos que tenga buen cuidado de sí mismo (comiendo bien, manteniendo su condición física, acudiendo a revisiones médicas, etc.), y los coches no son la excepción. El mantenimiento regular mejora el desempeño, aumenta el rendimiento de combustible, reduce la contaminación, baja los costos de reparación y extiende la vida del motor. Un poco de tiempo y dinero ahorrado ahora puede costar mucho posteriormente debido a gastos mayores de combustible, reparación y remplazo.

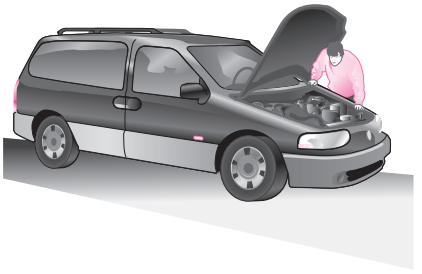


FIGURA 9-66

Un mantenimiento adecuado maximiza la eficiencia del combustible y alarga la vida del motor.

Un mantenimiento adecuado como *verificar los niveles de fluidos (aceite del motor, refrigerante, transmisión, frenos, dirección hidráulica, limpiaparabrisas, etc.), revisar la tensión de todas las bandas y la formación de grietas en mangueras, bandas y alambres, así como mantener las llantas infladas correctamente, lubricar los componentes móviles y remplazar los filtros de aire, combustible o aceite que se hallan tapados*, maximizará la eficiencia de combustible (Fig. 9-66). Los filtros de aire tapados aumentan el consumo de combustible (hasta en un 10 por ciento) y la emisión de contaminantes, además de restringir el flujo de aire hacia

el motor, por lo tanto deben ser remplazados. El automóvil debe ser afinado regularmente a menos que tenga controles electrónicos y un sistema de inyección de combustible. Las altas temperaturas (que pueden deberse a un mal funcionamiento del ventilador de enfriamiento) deben evitarse, ya que causan el deterioro del aceite y por lo tanto el desgaste excesivo del motor, así como las bajas temperaturas (las cuales pueden deberse a un mal funcionamiento del termostato) pueden extender el periodo de calentamiento del motor y evitar que éste alcance sus condiciones óptimas de operación. Ambos efectos reducirán la economía de combustible.

El aceite limpio extiende la vida del motor reduciendo el desgaste causado por la fricción, elimina ácidos, sarro y otras sustancias que lo dañan, mejora el desempeño, reduce tanto el consumo de combustible como la reducción de la contaminación del aire. El aceite también ayuda a enfriar el motor, suministrar un sello entre las paredes de los cilindros y los émbolos, y evita que el motor se oxide. Por lo tanto, el aceite y el filtro de aceite deben cambiarse de acuerdo a lo recomendado por el fabricante del vehículo. Los aceites eficientes en combustible (indicados por la etiqueta "API Eficiente en Energía") contienen ciertos aditivos que reducen la fricción e incrementan la economía de combustible del vehículo en 3 por ciento o más.

En suma, una persona puede ahorrar combustible y dinero, y proteger el ambiente, *comprando un vehículo energéticamente eficiente, minimizando la cantidad de manejo, siendo consciente del combustible cuando maneja y dándole mantenimiento adecuado.* Estas medidas tienen los beneficios adicionales de mejor seguridad, costos reducidos de mantenimiento y vida extendida del vehículo.

RESUMEN

Un ciclo durante el cual se produce una cantidad neta de trabajo recibe el nombre de *ciclo de potencia*, y un ciclo de potencia durante el cual el fluido de trabajo permanece en todo momento como un gas se denomina *ciclo de potencia de gas*. El ciclo más eficiente que opera entre una fuente a temperatura T_H y un sumidero a temperatura T_L es el ciclo de Carnot y su eficiencia térmica está dada por

$$\eta_{\text{ter,Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Los ciclos reales de gas son bastante complejos. Los cálculos utilizados para simplificar su análisis se conocen como *suposiciones de aire estándar*. Bajo estas suposiciones se considera que todos los procesos serán internamente reversibles; entonces se supone que el fluido de trabajo será aire, el cual se comporta como un gas ideal, mientras que los procesos de combustión y escape se sustituyen por procesos de adición y rechazo de calor, respectivamente. Las suposiciones de aire estándar se denominan *suposiciones de aire frío estándar* si se asume también que el aire va a tener calores específicos a temperatura ambiente.

En las máquinas reciprocantes, la *relación de compresión r* y la presión media efectiva PME se definen como

$$r = \frac{V_{\text{máx}}}{V_{\text{mín}}} = \frac{V_{\text{PMI}}}{V_{\text{PMS}}}$$

$$\text{PME} = \frac{w_{\text{neto}}}{V_{\text{máx}} - V_{\text{mín}}}$$

El *ciclo de Otto* es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por chispa y se compone de cuatro procesos internamente reversibles: compresión isentrópica, adición de calor a volumen constante, expansión isentrópica y rechazo de calor a volumen constante. Bajo las suposiciones de aire frío estándar, la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal es

$$\eta_{\text{ter,Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

donde r es la relación de compresión y k es la relación de calores específicos c_P/c_v.

El *ciclo Diesel* es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por compresión. Este ciclo es muy similar al de Otto, excepto en que el proceso de adición de calor a volumen constante se remplaza por un proceso de adición de calor a presión constante. Su eficiencia térmica bajo las suposiciones de aire frío estándar es

$$\eta_{\text{ter,Diesel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}\left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)}\right]$$

donde r_c es la *relación de corte*, definida como la relación de los volúmenes de cilindro antes y después del proceso de combustión.

Los *ciclos Stirling* y *Ericsson* son dos ciclos totalmente reversibles que incluyen un proceso de adición de calor isotérmico a T_H y un proceso de rechazo de calor isotérmico a T_L. Difieren del ciclo de Carnot en que los dos procesos isentrópicos son sustituidos por dos de regeneración a volumen constante en el ciclo Stirling y por dos de regeneración a presión

constante en el ciclo Ericsson. Ambos ciclos utilizan *regeneración*, un proceso durante el cual se transfiere calor a un dispositivo de almacenamiento de energía térmica (denominado *regenerador*) durante una parte del ciclo y después se transfiere de nuevo al fluido de trabajo durante otra parte del ciclo.

El ciclo ideal para las máquinas modernas de turbinas de gas es el *ciclo Brayton*, que está compuesto por cuatro procesos internamente reversibles: compresión isentrópica (en un compresor), adición de calor a presión constante, expansión isentrópica (en una turbina) y rechazo de calor a presión constante. Bajo las suposiciones de aire frío estándar, su eficiencia térmica es

$$\eta_{\text{ter,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

donde $r_P = P_{\text{máx}}/P_{\text{mín}}$ es la relación de presiones y k es la relación de calores específicos. La eficiencia térmica de un ciclo Brayton simple aumenta con la relación de presiones.

La desviación del compresor y de la turbina reales respecto de los isentrópicos idealizados pueden explicarse con exactitud si se utilizan sus eficiencias isentrópicas, definidas como

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

y

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

donde los estados 1 y 3 son los estados de entrada, 2*a* y 4*a* son los de salida reales, y 2*s* y 4*s* son los de salida isentrópicos.

En los motores de turbina de gas, la temperatura de los gases de escape que salen de este dispositivo casi siempre es considerablemente más alta que la del aire que sale del compresor. Por lo tanto, el aire de alta presión que sale del compresor puede ser calentado transfiriéndole calor de los gases de escape calientes mediante un intercambiador de calor a contraflujo, el cual se conoce también como *regenerador*. El grado al cual un regenerador se aproxima a un regenerador ideal se denomina *eficacia* ϵ y se define como

$$\epsilon = \frac{q_{\text{regen,act}}}{q_{\text{regen,máx}}}$$

Bajo las suposiciones de aire frío estándar, la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal con regeneración llega a ser

$$\eta_{\text{ter,regen}} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right)(r_p)^{(k-1)/k}$$

donde T_1 y T_3 son las temperaturas mínima y máxima, respectivamente, en el ciclo .

La eficiencia térmica del ciclo Brayton también se incrementa al utilizar *compresión de etapas múltiples con interenfriamiento, regeneración* y *expansión de etapas múltiples con recalentamiento*. La entrada de trabajo al compresor se minimiza cuando se mantienen relaciones de presión iguales en cada etapa. Este procedimiento maximiza también la salida de trabajo de la turbina.

Los motores de turbina de gas se usan para accionar aviones, ya que son ligeros y compactos y tienen una elevada relación entre potencia y peso. El *ciclo de propulsión por reacción* ideal difiere del ciclo Brayton ideal en que los gases se expanden parcialmente en la turbina. Los gases que salen de la turbina a una presión alta se aceleran después en una tobera para proporcionar el empuje necesario que impulsa al avión.

El *empuje neto* desarrollado por el motor es

$$F = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})$$

donde $\dot{m}$ es el flujo másico de los gases, V_{salida} es la velocidad de salida de los gases de escape, y V_{entrada} es la velocidad de entrada del aire, ambas relativas al avión.

La potencia desarrollada a partir del empuje del motor recibe el nombre de *potencia de propulsión* $\dot{W}_P$, y está dada por

$$\dot{W}_P = \dot{m}(V_{\text{salida}} - V_{\text{entrada}})V_{\text{avión}}$$

La *eficiencia de propulsión* es una medida de que tan eficientemente la energía liberada durante el proceso de combustión se convierte en energía de propulsión, y se define como

$$\eta_P = \frac{\text{Potencia de propulsión}}{\text{Relación de entrada de energía}} = \frac{\dot{W}_P}{\dot{Q}_{\text{entrada}}}$$

Para un ciclo ideal que incluye transferencia de calor únicamente con una fuente a T_H y un sumidero a T_L, la destrucción de exergía es

$$x_{\text{destr}} = T_0 \left(\frac{q_{\text{salida}}}{T_L} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_H}\right)$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. W.Z. Black y J.G. Hartley, *Thermodynamics*, Harper & Row, Nueva York, 1985.
2. V.D. Chase, "Propfans: A New Twist for the Propeller", *Mechanical Engineering*, noviembre, 1986, pp. 47-50.
3. C.R. Ferguson y A.T. Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*, segunda edición, Wiley, Nueva York, 2000.
4. R.A. Harmon, "The Keys to Cogeneration and Combined Cycles", *Mechanical Engineering*, febrero, 1988, pp. 64-73.
5. J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, Nueva York, 1988.
6. L.C. Lichty, *Combustion Engine Processes*, McGraw-Hill, Nueva York, 1967.
7. H. McIntosh, "Jumbo Jet", *10 Outstanding Achievements 1964-1989*, National Academy of Engineering, Washington, D.C., 1989, pp. 30-33.
8. W. Pulkrabek, *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, segunda edición, Upper Saddle River, Prentice-Hall, Nueva Jersey, 2004.
9. W. Siuru, "Two-Stroke Engines: Cleaner and Meaner", *Mechanical Engineering*, junio, 1990, pp. 66-69.
10. C.F. Taylor, *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, M.I.T. Press, Cambridge, Massachussets, 1968.
11. K. Wark y D.E. Richards, *Thermodynamics*, sexta edición, McGraw-Hill, Nueva York, 1999.

PROBLEMAS*

Ciclos real e ideal, ciclo de Carnot, suposiciones de aire estándar y motores reciprocantes

9-1C ¿Por qué el ciclo de Carnot no es apropiado como ciclo ideal para todos los dispositivos cíclicos que producen potencia?

9-2C ¿Cómo se compara, en general, la eficiencia térmica de un ciclo ideal con la de uno de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura?

9-3C ¿Qué representa el área encerrada por un ciclo en un diagrama *P-v*? ¿Qué pasa en el caso de un diagrama *T-s*?

9-4C ¿Cuál es la diferencia entre las suposiciones de aire estándar y las de aire frío estándar?

9-5C ¿Cómo se modelan los procesos de combustión y escape bajo las suposiciones de aire estándar?

9-6C ¿Qué son las suposiciones de aire estándar?

9-7C ¿Cuál es la diferencia entre el volumen de espacio libre y el volumen desplazado de los motores reciprocantes?

9-8C Defina la relación de compresión para motores reciprocantes.

9-9C ¿Cómo se define la presión media efectiva para motores reciprocantes?

9-10C ¿La presión media efectiva en un motor de automóvil en operación puede ser menor que la presión atmosférica?

9-11C Cuando un carro se vuelve viejo, ¿cambia su relación de compresión? ¿Qué sucede con la presión media efectiva?

9-12C ¿Cuál es la diferencia entre los motores de encendido por chispa y los de encendido por compresión?

9-13C Defina los siguientes términos relacionados con motores reciprocantes: carrera, calibre, punto muerto superior y volumen de espacio libre.

9-14 Un ciclo de aire estándar con calores específicos variables se ejecuta en un sistema cerrado y está compuesto de los siguientes cuatro procesos:

1-2 Compresión isentrópica de 100 kPa y 27°C a 800 kPa
2-3 Adición de calor a v = *constante* hasta 1 800 K
3-4 Expansión isentrópica hasta 100 kPa
4-1 Rechazo de calor a P = *constante* hasta el estado inicial

a) Muestre el ciclo en diagramas *P-v* y *T-s* diagrams.
b) Calcule la salida neta de trabajo por unidad de masa.
c) Determine la eficiencia térmica.

9-15 Reconsidere el problema 9-14 y use el software EES (u otro) para estudiar el efecto que produce variar la temperatura después de la adición de calor a volumen constante de 1 500 K hasta 2 500 K. Grafique la salida neta de trabajo y la eficiencia térmica como función de la temperatura máxima del ciclo. Grafique los diagramas *T-s* y *P-v* para el ciclo cuando la máxima temperatura de éste es 1 800 K.

9-16 Un ciclo de aire estándar se ejecuta en un sistema cerrado y se compone de los siguientes cuatro procesos:

1-2 Compresión isentrópica de 100 kPa y 27°C a 1 MPa
2-3 Adición de calor a P = *constante* en la cantidad de 2 800 kJ/kg
3-4 Rechazo de calor a v = *constante* hasta 100 kPa
4-1 Rechazo de calor a P = *constante* hasta el estado inicial

a) Muestre el ciclo en diagramas *P-v* y *T-s*.
b) Calcule la temperatura máxima en el ciclo.
c) Determine la eficiencia térmica.

Suponga calores específicos a temperatura ambiente.
Respuestas: b) 3 360 K, *c*) 21.0 por ciento

9-17E Un ciclo de aire estándar con calores específicos variables se ejecuta en un sistema cerrado y se compone de los siguientes cuatro procesos:

1-2 Adición de calor a v = *constante* de 14.7 psia y 80°F en la cantidad de 300 Btu/lbm
2-3 Adición de calor a P = *constante* hasta 3 200 R
3-4 Expansión isentrópica hasta 14.7 psia
4-1 Rechazo de calor a P = *constante* hasta el estado inicial

a) Muestre el ciclo en diagramas *P-v* y *T-s*.
b) Calcule la entrada de calor total por unidad de masa.
c) Determine la eficiencia térmica.
Respuestas: b) 612.4 Btu/lbm, *c*) 24.2 por ciento

9-18E Repita el problema 9-17E y use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-19 Un ciclo de aire estándar se ejecuta en un sistema cerrado con 0.004 kg de aire y consiste de los siguientes tres procesos:

1-2 Compresión isentrópica de 100 kPa y 27°C hasta 1 MPa
2-3 Adición de calor a P = *constante* en la cantidad de 2.76 kJ
3-1 Rechazo de calor a $P = c_1 v + c_2$ hasta el estado inicial (c_1 y c_2 son constantes)

a) Muestre el ciclo en diagramas *P-v* y *T-s*.
b) Calcule el calor rechazado.
c) Determine la eficiencia térmica.

Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.
Respuestas: b) 1.679 kJ, *c*) 39.2 por ciento

---

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas y quienes emplean unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono de CD-EES se resuelven por medio del EES, y las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES que acompaña a este texto.

9-20 Un ciclo de aire estándar con calores específicos variables se ejecuta en un sistema cerrado con 0.003 kg de aire y se compone de los siguientes tres procesos:

1-2 Adición de calor a $v = constante$ de 95 kPa y 17°C hasta 380 kPa
2-3 Expansión isentrópica hasta 95 kPa
3-1 Rechazo de calor a $P = constante$ hasta el estado inicial

a) Muestre el ciclo en diagramas *P-v* y *T-s*.
b) Calcule en kJ el trabajo neto por ciclo.
c) Determine la eficiencia térmica.

9-21 Repita el problema 9-20 usando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-22 Considere un ciclo de Carnot que se lleva a cabo en un sistema cerrado con 0.003 kg de aire. Los límites de temperatura del ciclo son 300 y 900 K, y las presiones mínima y máxima durante el ciclo son 20 y 2 000 kPa. Suponga calores específicos constantes y determine la salida neta de trabajo por ciclo.

9-23 Un ciclo de Carnot de aire estándar se ejecuta en un sistema cerrado entre los límites de temperatura de 350 y 1 200 K. Las presiones antes y después de la compresión isotérmica son 150 y 300 kPa, respectivamente. Si la salida neta de trabajo por ciclo es 0.5 kJ, determine *a)* la presión máxima en el ciclo, *b)* la transferencia de calor hacia el aire y *c)* la masa del aire. Suponga calores específicos variables para el aire. *Respuestas: a)* 30 013 kPa, *b)* 0.706 kJ, *c)* 0.00296 kg

9-24 Repita el problema 9-23 y use helio como el fluido de trabajo.

9-25 Considere un ciclo de Carnot realizado en un sistema cerrado con aire como fluido activo. La presión máxima durante el ciclo es 800 kPa mientras la temperatura máxima es 750 K. Si el incremento de entropía durante el proceso de rechazo de calor isotérmico es 0.25 kJ/kg · K y la salida de trabajo neto es 100 kJ/kg, determine *a*) la presión mínima en el ciclo, *b*) el rechazo de calor del ciclo y *c*) la eficiencia térmica del ciclo. *d*) Si un ciclo de una máquina de calor real opera entre los mismos límites de temperatura y produce 5 200 kW de potencia para un flujo másico de aire de 90 kg/s, determine la eficiencia de la segunda ley de este ciclo.

Ciclo de Otto

9-26C ¿Cuáles son los cuatro procesos que integran el ciclo de Otto ideal?

9-27C ¿Cómo se comparan las eficiencias del ciclo de Otto ideal y del de Carnot para los mismos límites de temperatura? Explique.

9-28C ¿Cómo se relacionan las rpm (revoluciones por minuto) de un motor real de gasolina de cuatro tiempos con el número de ciclos termodinámicos? ¿Cuál sería su respuesta para un motor de dos tiempos?

9-29C ¿Los procesos que conforman el ciclo de Otto se analizan como procesos de sistema cerrado o de flujo estable? ¿Por qué?

9-30C ¿Cómo cambia la eficiencia térmica de un ciclo de Otto con la relación de compresión del motor y la relación de calores específicos del fluido de trabajo?

9-31C ¿Por qué no se usan relaciones de compresión altas en los motores de encendido por chispa?

9-32C Un ciclo de Otto ideal con una relación de compresión especificada se ejecuta con *a*) aire, *b*) argón y *c*) etano, como fluido de trabajo. ¿Para cuál de estos casos la eficiencia térmica será más alta? ¿Por qué?

9-33C ¿Cuál es la diferencia entre los motores de gasolina de inyección de combustible y los motores diesel?

9-34 Un ciclo de Otto ideal tiene una relación de compresión de 8. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 95 kPa y 27°C, y se transfieren 750 kJ/kg de calor hacia el aire durante el proceso de adición de calor a volumen constante. Tome en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura y determine *a*) la presión y la temperatura al final del proceso de adición de calor, *b*) la salida neta de trabajo, *c*) la eficiencia térmica *y d*) la presión media efectiva para el ciclo. *Respuestas: a)* 3 898 kPa, 1 539 K, *b)* 392.4 kJ/kg, *c)* 52.3 por ciento, *d)* 495 kPa

9-35 Reconsidere el problema 9-34 y utilice el software EES (u otro) para estudiar el efecto que causa variar la razón de compresión de 5 a 10. Grafique la salida neta de trabajo y la eficiencia térmica como una función de la razón de compresión. Grafique los diagramas *T-s* y *P-v* para el ciclo cuando la razón de compresión es 8.

9-36 Repita el problema 9-34 y use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-37 La relación de compresión de un ciclo de Otto de aire estándar es de 9.5. Antes del proceso isentrópico de compresión, el aire está a 100 kPa, 35°C y 600 cm^3. La temperatura al final del proceso de expansión isentrópica es 800 K. Usando valores de calores específicos a temperatura ambiente, determine *a*) la temperatura y la presión más altas en el ciclo, *b*) la cantidad de calor transferido, en kJ, *c*) la eficiencia térmica y *d*) la presión media efectiva. *Respuestas: a)* 1 969 K, 6 072 kPa, *b)* 0.59 kJ, c) 59.4 por ciento, *d)* 652 kPa

9-38 Repita el problema 9-37, pero sustituya el proceso de expansión isentrópica por otro de expansión politrópica con el exponente politrópico $n = 1.35$.

9-39E Un ciclo de Otto ideal con aire como fluido de trabajo tiene una relación de compresión de 8. Las temperaturas mínima y máxima en el ciclo son 540 y 2 400 R. Si se considera la variación del calor específico debido a la temperatura, determine *a*) la cantidad de calor transferido hacia el aire durante el proceso de adición de calor, *b*) la eficiencia térmica y *c*) la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

9-40E Repita el problema 9-39E, pero use argón como el fluido de trabajo

9-41 Un motor de gasolina de cuatro cilindros, de cuatro tiempos, de 2.2 L opera en el ciclo de Otto con una relación de compresión de 10. El aire está a 100 kPa y 60°C al principio del proceso de compresión, y la presión máxima para el ciclo es 8 MPa. Los procesos de compresión y expansión pueden ser modelados como politrópicos, cuya constante politrópica es de 1.3. Usando calores específicos constantes a 850 K, determine *a*) la temperatura al final del proceso de expansión,

b) la salida de trabajo neto y la eficacia térmica, *c*) la presión media efectiva, *d*) la velocidad del motor para una salida de potencia neta de 70 kW y *e*) el consumo específico de combustible en gramos/kWh, definido como la relación entre la masa de combustible consumida y el trabajo neto producido. La relación entre el aire y el combustible, definida como la cantidad de aire dividida por la cantidad de combustible a la entrada, es 16.

CICLO DIESEL

9-42C ¿Cómo difiere un motor diesel de uno de gasolina?

9-43C ¿Cómo difiere el ciclo diesel ideal del ciclo de Otto ideal?

9-44C Para una relación de compresión especificada, ¿un motor diesel u otro de gasolina es más eficiente?

9-45C ¿Los motores diesel o de gasolina operan a relaciones de compresión más altas? ¿Por qué?

9-46C ¿Qué es la relación de corte? ¿Cómo afecta la eficiencia térmica de un ciclo Diesel?

9-47 Un ciclo Diesel de aire estándar tiene una relación de compresión de 16 y una de corte de 2. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 95 kPa y 27°C. Tome en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura y determine *a*) la temperatura después del proceso de adición de calor, *b*) la eficiencia térmica y *c*) la presión media efectiva.
Respuestas: a) 1 724.8 K, *b*) 56.3 por ciento, *c*) 675.9 kPa

9-48 Repita el problema 9-47 y emplee calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-49E Un ciclo Diesel de aire estándar tiene una relación de compresión de 18.2. El aire está a 80°F y 14.7 psia al principio del proceso de compresión, y a 3 000 R al final del proceso de adición de calor. Considere la variación del calor específico debido a la temperatura y determine *a*) la relación de corte, *b*) el rechazo de calor por unidad de masa y *c*) la eficiencia térmica.

9-50E Repita el problema 9-49E, pero use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-51 Una máquina diesel ideal tiene una relación de compresión de 20 y usa aire como fluido de trabajo. El estado del aire al principio del proceso de compresión es 95 kPa y 20°C. Si la temperatura máxima en el ciclo no excede 2 200 K, determine *a*) la eficiencia térmica y *b*) la presión media efectiva. Suponga calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente. *Respuestas: a*) 63.5 por ciento, *b*) 933 kPa

9-52 Repita el problema 9-51 pero sustituya el proceso de expansión isentrópica por uno de expansión politrópica, cuyo exponente politrópico es $n = 1.35$.

9-53 Reconsidere el problema 9-52 y utilice el software EES (u otro) para estudiar el efecto que provoca variar la relación de compresión de 14 a 24. Grafique la salida neta de trabajo, la presión media efectiva y la eficiencia térmica como funciones de la relación de compresión. Grafique además los diagramas *T-s* y *P-v* para el ciclo cuando la relación de compresión es 20.

9-54 Un motor diesel de 4 cilindros de dos tiempos de 2.4 L que opera en un ciclo Diesel ideal tiene una relación de compresión de 17 y otra de corte de 2.2. Al principio del proceso de compresión el aire está a 55°C y 97 kPa. Use las suposiciones de aire frío estándar y determine cuánta potencia entregará el motor a 1 500 rpm.

9-55 Repita el problema 9-54, pero use nitrógeno como fluido de trabajo.

9-56 La relación de compresión de un ciclo dual ideal es 14. El aire está a 100 kPa y 300 K al principio del proceso de compresión, y a 2 200 K al final del proceso de adición de calor. A volumen y presión constantes, la transferencia de calor hacia el aire es parcial y asciende a 1 520.4 kJ/kg. Suponiendo calores específicos variables para el aire, determine *a*) la fracción del calor transferido a volumen constante y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.

9-57 Reconsidere el problema 9-56 y use el software EES (u otro) para analizar el efecto que produce variar la relación de compresión de 10 a 18. Para una relación de compresión igual a 14, grafique los diagramas *T-s* y *P-v* del ciclo.

9-58 Repita el problema 9-56 pero emplee calores específicos constantes a temperatura ambiente. ¿La suposición de calor específico constante es razonable en este caso?

9-59 Un motor de encendido por compresión de seis cilindros, de cuatro tiempos y de 4.5 L, opera en el ciclo diesel ideal con una relación de compresión de 17. El aire está al principio a 95 kPa y 55°C del proceso de compresión y la velocidad de giro del motor es 2 000 rpm. El motor usa combustible diesel ligero con un poder calorífico de 42 500 kJ/kg, una relación de aire y combustible de 24 y una eficiencia de combustión de 98 por ciento. Utilizando calores específicos constantes a 850 K, determine *a*) la temperatura máxima en el ciclo y la relación de corte *b*) la salida de trabajo neto por ciclo y la eficiencia térmica, *c*) la presión media efectiva, *d*) la salida de potencia neta y *e*) el consumo de combustible específico, en gramos/kWh, definido como la relación entre la masa del combustible consumida y el trabajo neto producido.
Respuestas: a) 2 383 K, 2.7 *b*) 4.36 kJ, 0.543, *c*) 969 kPa, *d*) 72.7 kW, *e*) 159 gramos/kWh

Ciclos Stirling y Ericsson

9-60C Considere los ciclos de Otto, Stirling y Carnot en operación entre los mismos límites de temperatura. ¿Cómo compararía las eficiencias térmicas de estos tres ciclos?

9-61C Considere los ciclos ideales Diesel, Ericsson y de Carnot en operación entre los mismos límites de temperatura. ¿Cómo compararía las eficiencias térmicas de estos tres ciclos?

9-62C ¿Qué ciclo se compone de dos procesos isotérmicos y de otros dos a volumen constante?

9-63C ¿Cómo difiere el ciclo Ericsson ideal del ciclo de Carnot?

9-64E Un motor de Ericsson ideal que usa helio como fluido de trabajo opera entre los límites de temperatura de 550 y 3 000 R y los límites de presión de 25 y 200 psia. Si se supo-

ne un flujo másico 14 lbm/s, determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo, *b*) la tasa de transferencia de calor en el regenerador y *c*) la potencia entregada.

9-65 Considere un ciclo Ericsson ideal con aire como fluido de trabajo ejecutado en un sistema de flujo estable. El aire se encuentra a 27°C y 120 kPa al principio del proceso de compresión isotérmica durante el cual 150 kJ/kg de calor se rechazan. La transferencia de calor hacia el aire sucede a 1 200 K. Determine *a*) la presión máxima en el ciclo, *b*) la salida neta de trabajo por unidad de masa del aire y *c*) la eficiencia térmica del ciclo.

Respuestas: a) 685 kPa, *b*) 450 kJ/kg, *c*) 75 por ciento

9-66 Un motor Stirling ideal que usa helio como fluido de trabajo opera entre los límites de temperatura de 300 y 2 000 K y entre los límites de presión de 150 kPa y 3 MPa. Suponiendo que la masa de helio utilizada en el ciclo es 0.12 kg, determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo, *b*) la cantidad de calor transferido en el regenerador y *c*) la salida de trabajo por ciclo.

Ciclos ideales y reales de turbina de gas (Brayton)

9-67C ¿Por qué las relaciones del trabajo de retroceso son más elevadas en los motores de turbina de gas?

9-68C ¿Cuáles son los cuatro procesos que conforman el ciclo Brayton ideal simple?

9-69C Para temperaturas máxima y mínima fijas, ¿cuál es el efecto de la relación de presiones en *a*) la eficiencia térmica y *b*) la salida neta de trabajo de un ciclo Brayton ideal?

9-70C ¿Qué es la relación de trabajo de retroceso? ¿Cuáles son los valores críticos de la relación del trabajo de retroceso en motores de turbina de gas?

9-71C ¿Cómo afectan las ineficiencias de la turbina y el compresor *a*) la relación del trabajo de retroceso y *b*) la eficiencia térmica de un motor de turbina de gas?

9-72E Un ciclo Brayton ideal simple con aire como fluido de trabajo tiene una relación de presión de 10. El aire entra al compresor a 520 R y a la turbina a 2 000 R. Considere la variación de los calores específicos con la temperatura y determine *a*) la temperatura del aire en la salida del compresor, *b*) la relación del trabajo de retroceso y *c*) la eficiencia térmica.

9-73 Un ciclo Brayton simple que usa aire como fluido de trabajo tiene una relación de presión de 8. Las temperaturas mínima y máxima en el ciclo son 310 K y 1 160 K. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 75 por ciento para el compresor y 82 por ciento para la turbina, determine *a*) la temperatura del aire a la salida de la turbina, *b*) la salida neta de trabajo y *c*) la eficiencia térmica.

9-74 Reconsidere el problema 9-73 y emplee el software EES (u otro). Permita que varíen el flujo másico, la razón de presiones, la temperatura de entrada de la turbina y las eficiencias isentrópicas de la turbina y del compresor. Suponga que la presión de entrada del compresor es de 100 kPa y desarrolle una solución general para el problema aprovechando el método del diagrama de ventana para suministrar los datos al programa EES.

9-75 Repita el problema 9-73 pero use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-76 En un ciclo Brayton simple se emplea como fluido de trabajo aire que tiene una relación de presiones de 12, una temperatura de entrada del compresor de 300 K y una temperatura de entrada de la turbina de 1 000 K. Determine el flujo másico requerido del aire para una salida de potencia neta de 70 MW; suponga que tanto el compresor como la turbina tienen una eficiencia isentrópica de *a*) 100 por ciento y *b*) 85 por ciento. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente. *Respuestas: a*) 352 kg/s, *b*) 1 037 kg/s

9-77 Una central eléctrica de turbina de gas estacionaria opera en un ciclo Brayton ideal simple con aire como fluido de trabajo. El aire entra al compresor a 95 kPa y 290 K, mientras que a la turbina lo hace a 760 kPa y 1 100 K. Se transfiere calor hacia el aire a una tasa de 35 000 kJ/s. Determine la potencia entregada por esta central *a*) suponiendo calores específicos constantes a temperatura ambiente y *b*) considerando la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-78 En el compresor de un motor de turbina de gas entra aire a 300 K y 100 kPa, en el que se comprime hasta 700 kPa y 580 K. El calor se transfiere hacia el aire en la cantidad de 950 kJ/kg antes de entrar a la turbina. Para una eficiencia de la turbina de 86 por ciento determine *a*) la fracción de la salida de trabajo de la turbina utilizada para accionar el compresor y *b*) la eficiencia térmica. Suponga calores específicos variables para el aire.

9-79 Repita el problema 9-78 pero utilice calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-80E Una central eléctrica de turbina de gas opera en un ciclo Brayton simple con aire como fluido de trabajo. El aire entra a la turbina a 120 psia y 2 000 R, y sale a 15 psia y 1 200 R. Se emite calor hacia los alrededores a una tasa de 6 400 Btu/s y el aire fluye por el ciclo a una tasa de 40 lbm/s. Si se supone que la turbina es isentrópica y que el compresor tiene una eficiencia isentrópica de 80 por ciento, determine la salida neta de potencia de la central. Considere la variación de los calores específicos con la temperatura.

Respuesta: 3 373 kW

9-81E ¿Para qué eficiencia del compresor la central eléctrica de turbina de gas del problema 9-80E producirá trabajo neto igual a cero?

9-82 Una central eléctrica de turbina de gas opera en un ciclo Brayton simple con aire como fluido de trabajo y entrega 32 MW de potencia. Las temperaturas mínima y máxima en el ciclo son 310 y 900 K, y la presión del aire en la salida del compresor es 8 veces el valor a la entrada del compresor. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 80 por ciento para el compresor y 86 por ciento para la turbina, determine el flujo másico del aire en el ciclo. Tome en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-83 Repita el problema 9-82 pero use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-84 Una central eléctrica de turbina de gas opera en el ciclo Brayton simple entre los límites de presión de 100 y 1 200 kPa. El fluido de trabajo es aire que entra el compresor a 30°C

a una tasa de 150 m³/min y sale de la turbina a 500°C. Utilice calores específicos variables para el aire y suponga una eficiencia isentrópica del compresor de 82 por ciento, así como una eficiencia isentrópica de la turbina de 88 por ciento, para determinar *a*) la salida de potencia neta, *b*) la relación de trabajo de retroceso y *c*) la eficiencia térmica. *Respuestas: a*) 659 kW, *b*) 0.625, *c*) 0.319

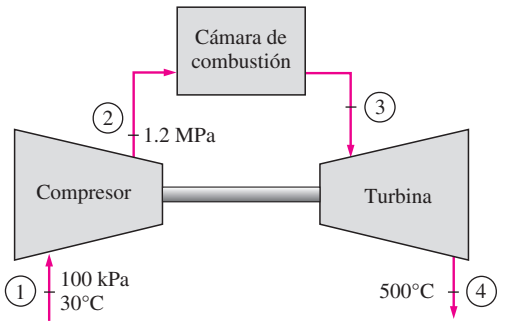


FIGURA P9-84

Ciclo Brayton con regeneración

9-85C ¿Cómo afecta a la regeneración la eficiencia de un ciclo Brayton, y cómo lo lleva a cabo?

9-86C Alguien afirma que en relaciones de presión muy altas el uso de la regeneración en realidad disminuye la eficiencia térmica de un motor de turbina de gas. ¿Hay algo de cierto en está afirmación? Explique.

9-87C Defina la eficacia de un regenerador empleado en ciclos de turbina de gas.

9-88C En un regenerador ideal, ¿el aire que sale del compresor se calienta a la temperatura de *a*) la entrada de la turbina, *b*) la salida de la turbina, *c*) ligeramente arriba de la salida de la turbina?

9-89C En 1903, el noruego Aegidius Elling diseñó y construyó una turbina de gas de 11 hp que utilizaba inyección de vapor entre la cámara de combustión y la turbina para enfriar los gases de combustión a una temperatura segura para los materiales disponibles en ese tiempo. Actualmente hay varias centrales eléctricas con turbinas de gas que utilizan la inyección de vapor para aumentar la potencia y mejorar la eficiencia térmica. Por ejemplo, se reporta que la eficiencia térmica de la turbina de gas General Electric LM5000 aumenta de 35.8 por ciento en operación de ciclo sencillo a 43 por ciento cuando se emplea inyección de vapor. Explique por qué la inyección de vapor aumenta la salida de potencia y la eficiencia de las turbinas de gas. Asimismo, explique cómo obtendría el vapor.

9-90E La idea de utilizar turbinas de gas para impulsar automóviles fue concebida en la década de los treinta, y se realizó una considerable investigación durante los años 40 y 50 para desarrollar turbinas automotrices de gas, por parte de los grandes fabricantes de automóviles como las corporaciones estadounidenses Chrysler y Ford y Rover en el Reino Unido. El primer automóvil impulsado por turbina de gas del mundo, el Rover Jet 1 de 200 hp, fue construido en 1950 en el Reino Unido. Fue seguido por la producción del Plymouth Sport Coupe de Chrysler en 1954, bajo el liderazgo de G. J. Huebner. Varios centenares de automóviles Plymouth impulsados por turbina de gas fueron construidos a principios de 1960 con propósito de demostración y fueron prestados a un selecto grupo de personas para obtener experiencia de campo. Los usuarios no tenían otra queja que una lenta aceleración, pero los coches nunca fueron producidos en masa debido a los altos costos de producción (especialmente en materiales) y la incapacidad de satisfacer los requisitos del Acta de Aire Limpio de 1966.

Un automóvil Plymouth impulsado por turbina de gas construido en 1960 tenía una temperatura de entrada a la turbina de 1 700°F, una relación de presión de 4 y una eficacia del regenerador de 0.9. Utilizando eficiencias isentrópicas de 80 por ciento tanto para el compresor como para la turbina, determine la eficiencia térmica de este automóvil. Asimismo, determine el flujo másico del aire para una salida neta de potencia de 95 hp. Suponga que el aire ambiente está a 540 R y 14.5 psia.

9-91 Se sabe que la turbina de gas 7FA fabricada por General Electric tiene una eficiencia de 35.9 por ciento en el modo de ciclo sencillo y que produce 159 MW de potencia neta. La relación de presión es de 14.7 y la temperatura de entrada de la turbina es de 1 288°C. El flujo másico a través de la turbina es de 1 536 000 kg/h. Si se consideran las condiciones ambientes como 20°C y 100 kPa, determine la eficiencia isentrópica de la turbina y del compresor. También, determine la eficiencia térmica de esta turbina si se añade un regenerador con una eficacia de 80 por ciento.

9-92 Reconsidere el problema 9-91 y utilice el software EES (u otro) para desarrollar una solución que permita diferentes eficiencias isentrópicas para el compresor y la turbina, y estudie el efecto de las eficiencias isentrópicas sobre el trabajo neto realizado y el calor suministrado al ciclo. Grafique el diagrama *T-s* para el ciclo.

9-93 Un ciclo Brayton ideal con regeneración tiene una relación de presiones de 10. El aire entra al compresor a 300 K mientras que a la turbina lo hace a 1 200 K. Si la eficacia del regenerador es de 100 por ciento, determine la salida neta de trabajo y la eficiencia térmica del ciclo. Considere la variación de calores específicos debido a la temperatura.

9-94 Reconsidere el problema 9-93 y emplee el software EES (u otro) para analizar los efectos que causa variar las eficiencias isentrópicas en el compresor y la turbina, en la eficacia del regenerador sobre el trabajo neto realizado y sobre el calor suministrado al ciclo para el caso de calores específicos variables. Grafique el diagrama *T-s* para el ciclo.

9-95 Repita el problema 9-93 pero use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-96 Un ciclo Brayton con regeneración que emplea aire como fluido de trabajo tiene una relación de presiones de 7. Las temperaturas mínima y máxima en el ciclo son 310 y 1 150 K. Suponga una eficiencia isentrópica de 75 por ciento para el

compresor y 82 por ciento para la turbina, así como una eficacia de 65 por ciento para el regenerador, determine *a*) la temperatura del aire a la salida de la turbina, *b*) la salida neta de trabajo y *c*) la eficiencia térmica. *Respuestas: a*) 783 K, *b*) 108.1 kJ/kg, *c*) 22.5 por ciento

9-97 Una central eléctrica de turbina de gas estacionaria opera en un ciclo Brayton regenerativo ideal ($\epsilon = 100$ por ciento) con aire como fluido de trabajo. El aire entra al compresor a 95 kPa y 290 K, mientras que a la turbina lo hace a 760 kPa y 1 100 K. El calor se transfiere hacia el aire de una fuente externa a una relación de 75 000 kJ/s. Determine la potencia entregada por esta central *a*) suponiendo calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente y *b*) tomando en cuenta la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-98 Al compresor de un motor de turbina de gas regenerativa entra aire a 300 K y 100 kPa, donde se comprime hasta 800 kPa y 580 K. El regenerador tiene una eficacia de 72 por ciento y el aire entra a la turbina a 1 200 K. Para una eficiencia de la turbina de 86 por ciento, determine *a*) la cantidad de calor transferido en el regenerador y *b*) la eficiencia térmica. Suponga calores específicos variables para el aire. *Respuestas: a*) 152.5 kJ/kg, *b*) 36.0 por ciento

9-99 Repita el problema 9-98 pero emplee calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-100 Repita el problema 9-98 pero suponga que se añade a la central eléctrica de turbina de gas un regenerador de 70 por ciento de eficacia.

Ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración

9-101C ¿Bajo qué modificaciones el ciclo de turbina de gas simple ideal se aproxima al ciclo Ericsson?

9-102C El proceso de compresión de una sola etapa de un ciclo Brayton ideal sin regeneración es remplazado por un proceso de compresión de múltiples etapas con interenfriamiento entre los mismos límites de presión. Como resultado de está modificación,

a) ¿El trabajo del compresor aumenta, disminuye o permanece igual?

b) ¿La relación del trabajo de retroceso aumenta, disminuye o permanece igual?

c) ¿La eficiencia térmica aumenta, disminuye o permanece igual?

9-103C El proceso de expansión de una sola etapa de un ciclo Brayton ideal sin regeneración es remplazado por un proceso de expansión de múltiples etapas con recalentamiento entre los mismos límites de presión. Como resultado de esta modificación,

a) ¿El trabajo de la turbina aumenta, disminuye o permanece igual?

b) ¿La relación del trabajo de retroceso aumenta, disminuye o permanece igual?

c) ¿La eficiencia térmica aumenta, disminuye o permanece igual?

9-104C Un ciclo Brayton ideal sin regeneración se modifica para incorporar compresión de múltiples etapas con interenfriamiento y expansión de múltiples etapas con recalentamiento, sin cambiar los límites de presión o temperatura del ciclo. Como consecuencia de estas dos modificaciones,

a) ¿La salida neta de potencia aumenta, disminuye o permanece igual?

b) ¿La relación del trabajo de retroceso aumenta, disminuye o permanece igual?

c) ¿La eficiencia térmica aumenta, disminuye o permanece igual?

d) ¿El calor rechazado aumenta, disminuye o permanece igual?

9-105C Un ciclo Brayton ideal simple se modifica para incorporar compresión de múltiples etapas con interenfriamiento, expansión de múltiples etapas con recalentamiento y regeneración, sin cambiar los límites de presión del ciclo. Como resultado de estas modificaciones,

a) ¿La salida neta de trabajo aumenta, disminuye o permanece igual?

b) ¿La relación del trabajo de retroceso aumenta, disminuye o permanece igual?

c) ¿La eficiencia térmica aumenta, disminuye o permanece igual?

d) ¿El calor rechazado aumenta, disminuye o permanece igual?

9-106C Para una relación de presiones especificada, ¿por qué la compresión de múltiples etapas con interenfriamiento reduce el trabajo del compresor, mientras que la expansión de múltiples etapas con recalentamiento incrementa el trabajo de la turbina?

9-107C En un ciclo de turbina de gas ideal con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración, cuando el número de etapas de compresión y expansión se incrementa, la eficiencia térmica del ciclo se acerca a *a*) 100 por ciento, *b*) la eficiencia del ciclo de Otto, o *c*) la eficiencia del ciclo de Carnot.

9-108 Considere un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y otras dos de expansión. La relación de presión en cada etapa del compresor y la turbina es 3. El aire entra a cada etapa del compresor a 300 K y a cada etapa de la turbina a 1 200 K. Determine la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica del ciclo, suponiendo *a*) que no se utiliza regenerador, y *b*) que se usa un regenerador con 75 por ciento de eficacia. Utilice calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-109 Repita el problema 9-108 suponiendo una eficiencia de 80 por ciento en cada etapa del compresor y una de 85 por ciento en cada etapa de la turbina.

9-110 Considere una central eléctrica de turbina de gas regenerativa con dos etapas de compresión y otras dos de expansión. La relación de presión global del ciclo es 9. El aire entra a cada etapa del compresor a 300 K y a cada etapa de la turbina a 1 200 K. Considerando la variación de los calores específicos con la temperatura, determine el flujo másico mínimo del aire necesario para desarrollar una salida de potencia neta de 110 MW.

Respuesta: 250 kg/s

9-111 Repita el problema 9-110 pero use argón como fluido de trabajo.

Ciclos de propulsión a reacción

9-112C ¿Qué es la potencia de propulsión? ¿Cómo se relaciona con el empuje?

9-113C ¿Qué es la eficiencia de propulsión? ¿Cómo se determina?

9-114C ¿El efecto de irreversibilidad de la turbina y el compresor de un turborreactor es para reducir *a*) el trabajo neto, *b*) el empuje o *c*) la tasa de consumo de combustible.

9-115E Un avión de propulsión a reacción vuela con una velocidad de 900 pies/s a una altitud de 20 000 pies, donde las condiciones ambientales son 7 psia y 10°F. La relación de presiones en el compresor es 13 y la temperatura a la entrada de la turbina es de 2 400 R. Suponiendo una operación ideal para todos los componentes y calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente, determine *a*) la presión a la salida de la turbina, *b*) la velocidad de los gases de escape y *c*) la eficiencia de propulsión.

9-116E Repita el problema 9-115E considerando la variación de los calores específicos con la temperatura.

9-117 Un avión de propulsión a reacción vuela con una velocidad de 320 m/s a una altitud de 9 150 m, donde las condiciones ambientales son 32 kPa y –32°C. La relación de presiones en el compresor es 12 y la temperatura a la entrada de la turbina es de 1 400 K. El aire entra al compresor a una tasa de 60 kg/s y el combustible del avión tiene un poder calorífico de 42 700 kJ/kg. Suponiendo una operación ideal para todos los componentes y calores específicos para el aire a temperatura ambiente, determine *a*) la velocidad de los gases de escape, *b*) la potencia de propulsión desarrollada y *c*) la tasa de consumo de combustible.

9-118 Repita el problema 9-117 pero emplee una eficiencia del compresor de 80 por ciento y una eficiencia de la turbina de 85 por ciento.

9-119 Considere un avión impulsado por un turborreactor que tiene una relación de presión de 12. El avión se encuentra estacionario sobre el suelo, mantenido fijo mediante sus frenos. El aire ambiente está a 27°C y 95 kPa y entra a la máquina a una tasa de 10 kg/s. El combustible del avión tiene un poder calorífico de 42 700 kJ/kg y se quema completamente a una tasa de 0.2 kg/s. Sin considerar el efecto del difusor y descartando el ligero incremento en la masa a la salida del motor, así como las ineficiencias de los componentes de éste, determine la fuerza que debe aplicarse sobre los frenos para mantener el avión estacionario. *Respuesta:* 9 089 N

9-120 Reconsidere el problema 9-119, pero remplace en el planteamiento el flujo másico de entrada por un flujo volumétrico de entrada de 9.063 m^3/s. Utilizando el software EES (u otro) investigue el efecto que la temperatura de entrada del compresor en el rango entre −20°C y 30°C produce sobre la fuerza que debe aplicarse a los frenos para mantener estacionario el avión. Grafique esta fuerza como función de la temperatura de entrada del compresor.

9-121 A un motor de propulsión a reacción entra aire a 7°C a una tasa de 16 kg/s y una velocidad de 300 m/s (relativa al motor). El aire se calienta en la cámara de combustión a una tasa de 15 000 kJ/s y sale del motor a 427°C. Determine el empuje producido por este motor de propulsión a reacción. (*Sugerencia*: Elija todo el motor como su volumen de control.)

Análisis de segunda ley en ciclos de potencia de gas

9-122 Determine la destrucción de exergía total asociada con el ciclo de Otto descrito en el problema 9-34 y suponga una temperatura de la fuente de 2 000 K y otra para el sumidero de 300 K. Determine también la exergía al final de la carrera de potencia. *Respuestas:* 245.12 kJ/kg, 145.2 kJ/kg

9-123 Determine la destrucción de exergía total asociada con el ciclo Diesel descrito en el problema 9-47, suponiendo temperaturas de la fuente de 2 000 K y del sumidero de 300 K. Determine también la exergía al final del proceso de compresión isentrópica. *Respuestas:* 292.7 kJ/kg, 348.6 kJ/kg

9-124E Determine la destrucción de exergía asociada con el proceso de rechazo de calor del ciclo Diesel descrito en el problema 9-49E, suponiendo que la temperatura de la fuente es de 3 500 R y la del sumidero de 540 R. Determine también la exergía al final del proceso de expansión isentrópica.

9-125 Calcule la destrucción de exergía asociada con cada uno de los procesos del ciclo Brayton descrito en el problema 9-73, suponiendo temperaturas de la fuente de 1 600 K y del sumidero de 290 K.

9-126 Determine la destrucción de exergía total asociada con el ciclo Brayton descrito en el problema 9-93, suponiendo temperaturas de la fuente de 1 800 K y del sumidero de 300 K. Determine también la exergía de los gases de escape a la salida del regenerador.

9-127 Reconsidere el problema 9-126 y use el software EES (u otro) para investigar el efecto que produce variar la relación de presiones del ciclo de 6 a 14 sobre la destrucción total de exergía para el ciclo y la exergía del gas de escape que sale del regenerador. Grafique estos resultados como funciones de la relación de presiones y analice los resultados.

9-128 Determine la destrucción de exergía total asociada con cada uno de los procesos del ciclo Brayton descrito en el problema 9-98, suponiendo una temperatura de la fuente de 1 260 K y otra para el sumidero de 300 K. Determine también la exergía de los gases de escape a la salida del regenerador. Considere $P_{\text{escape}} = P_0 = 100$ kPa.

9-129 Una central eléctrica de turbina de gas opera sobre el ciclo Brayton simple entre los límites de presión de 100 y 700 kPa. El aire entra en el compresor a 30°C a una tasa de 12.6 kg/s y sale a 260°C. Se quema un combustible diesel con un poder calorífico de 42 000 kJ/kg en la cámara de combustión con una relación entre el aire y el combustible de 60 y una eficiencia de combustión de 97 por ciento. Los gases de combustión salen de la cámara de combustión y entran en la turbina cuya eficiencia isentrópica es 85 por ciento. Tratando los gases como aire y usando calores específicos constantes a 500°C, determine *a*) la eficiencia isentrópica del compresor, *b*) la salida de potencia neta y la relación de trabajo de retroceso, *c*) la eficiencia térmica y *d*) la eficiencia de segunda ley.

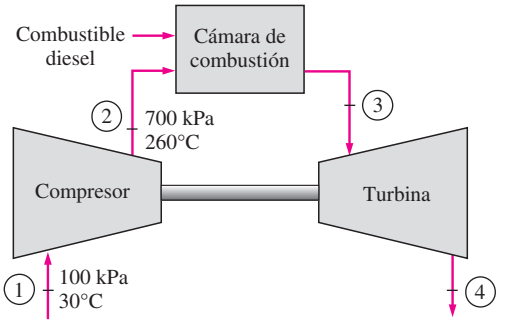


FIGURA P9-129

9-130 Un motor moderno de encendido por compresión de alta velocidad, de cuatro cilindros y cuatro tiempos, de 2.8 litros, opera sobre el ciclo dual ideal con una relación de compresión de 14. El aire está al inicio del proceso de compresión a 95 kPa y 55°C y la velocidad de giro del motor es 3 500 rpm. Se queman cantidades iguales de combustible a volumen y presión constantes. La presión aceptable máxima del ciclo es 9 MPa debido a las limitaciones de resistencia del material. Utilizando calores específicos constantes a 850 K, determine *a*) la temperatura máxima durante el ciclo, *b*) la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica, *c*) la presión media efectiva y *d*) la salida de potencia neta. También, determine *e*) la eficiencia de la segunda ley del ciclo y la tasa de exergía de salida cuando se purgan los gases de descarga.

Respuestas: a) 3 254 K, *b*) 1 349 kJ/kg, 0.587, *c*) 1 466 kPa, *d*) 120 kW, *e*) 0.646, 50.4 kW

9-131 Una central eléctrica de turbina de gas opera sobre el ciclo Brayton regenerador entre los límites de presión de 100 y 700 kPa. El aire entra en el compresor a 30°C a una relación de 12.6 kg/s y sale a 260°C. Después se calienta en un regenerador a 400°C debido a los gases de combustión calientes que salen de la turbina. Se quema combustible diesel con un poder calorífico de 42 000 kJ/kg en la cámara de combustión con una eficiencia de combustión de 97 por ciento. Los gases de combustión salen de la cámara a 871°C y entran en la turbina cuya eficiencia isentrópica es 85 por ciento. Si se consideran los gases de combustión como aire y si se usan calores específicos constantes a 500°C, determine *a*) la eficacia isentrópica del compresor, *b*) la eficacia del regenerador, *c*) la relación entre el aire y el combustible en la cámara de combustión, *d*) la salida de potencia neta y la relación de trabajo de retroceso, *e*) la eficiencia térmica y *f*) la eficiencia de la segunda ley de la central. También determine *g*) la eficiencia de la segunda ley (exegética) del compresor, la turbina y el regenerador y *h*) la relación entre el flujo de exergía y los gases de combustión a la salida del regenerador.

Respuestas: a) 0.881, *b*) 0.632, *c*) 78.1, *d*) 2 267 kW, 0.583, *e*) 0.345, *f*) 0.469, *g*) 0.929, 0.932, 0.890, *h*) 1 351 kW

Problemas de repaso

9-132 Un motor diesel V-16 turbocargado de cuatro tiempos, construido por GE Transportation Systems para impulsar trenes rápidos produce 3 500 hp a 1 200 rpm. Determine la cantidad de potencia producida por cilindro por *a*) ciclo mecánico y *b*) ciclo termodinámico.

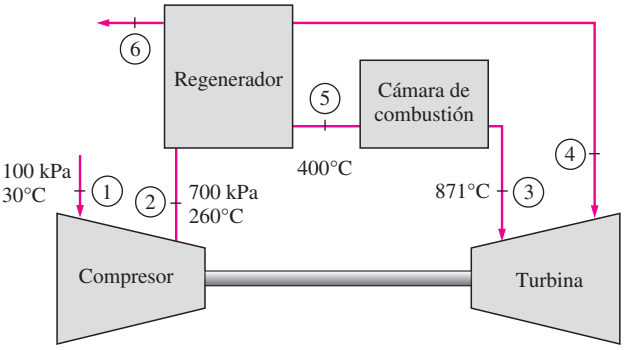


FIGURA P9-131

9-133 Considere un ciclo Brayton ideal simple que opera entre los límites de temperatura de 300 K y 1 500 K. Utilizando calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine la relación de presiones para la cual las temperaturas del aire a la salida del compresor y la turbina son iguales.

9-134 Un ciclo de aire estándar con coeficientes variables se ejecuta en un sistema cerrado y se compone de los siguientes cuatro procesos:

1-2 Adición de calor a v = *constante* desde 100 kPa y 27°C a 300 kPa
2-3 Adición de calor a P = *constante* hasta 1 027°C
3-4 Expansión isentrópica hasta 100 kPa
4-1 Rechazo de calor a P = *constante* hasta el estado inicial

a) Muestre el ciclo en diagramas P-v y T-s.
b) Calcule la salida neta de trabajo por unidad de masa.
c) Determine la eficiencia térmica.

9-135 Repita el problema 9-134, pero utilice calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-136 Un ciclo de aire estándar con calores específicos constantes se ejecuta en un sistema cerrado con 0.003 kg de aire y está conformado por los siguientes tres procesos:

1-2 Compresión isentrópica desde 100 kPa y 27°C a 700 kPa
2-3 Adición de calor a P = *constante* hasta el volumen específico inicial
3-1 Rechazo de calor a v = *constante* hasta el estado inicial

a) Muestre el ciclo en diagramas P-v y T-s.
b) Calcule la temperatura máxima en el ciclo.
c) Determine la eficiencia térmica.

Respuestas: b) 2 100 K, *c*) 15.8 por ciento

9-137 Repita el problema 9-136, usando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-138 Un ciclo de Carnot se ejecuta en un sistema cerrado y utiliza 0.0025 kg de aire como fluido de trabajo. La eficiencia del ciclo es 60 por ciento y la temperatura más baja en el mismo es 300 K. La presión al principio de la expansión isentrópica es 700 kPa y al final de la compresión isentrópica es 1 MPa. Determine la salida neta de trabajo por ciclo.

9-139 Un motor de encendido por chispa de 8 cilindros tiene una relación de compresión de 8, y cada cilindro tiene un volumen máximo de 0.6 L. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 98 kPa y 17°C, mientras que la temperatura máxima en el ciclo es 1 800 K. Suponga que el motor opera en el ciclo de Otto ideal y determine *a*) la cantidad de calor suministrado por cilindro, *b*) la eficiencia térmica y *c*) el número de revoluciones por minuto requeridas para una salida de potencia neta de 60 kW. Suponga calores específicos variables para el aire.

9-140 Reconsidere el problema 9-139 y emplee el software EES (u otro) para analizar el efecto que tiene variar la relación de compresión de 5 a 11 sobre el trabajo neto realizado y sobre la eficiencia del ciclo. Grafique los diagramas *P-v* y *T-s* para el ciclo y analice los resultados.

9-141 Un ciclo de Otto ideal tiene una relación de compresión de 9.2 y utiliza aire como fluido de trabajo. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 98 kPa y 27°C. La presión se duplica durante el proceso de adición de calor a volumen constante. Considerando la variación de los calores específicos con la temperatura, determine *a*) la cantidad de calor transferido hacia el aire, *b*) la salida neta de trabajo, *c*) la eficiencia térmica y *d*) la presión media efectiva para el ciclo.

9-142 Repita el problema 9-141, pero use calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-143 Se tiene un motor que opera en el ciclo Diesel ideal con aire como fluido de trabajo. Al inicio del proceso de compresión el volumen del cilindro es de 1 200 cm^3, 75 cm^3 al final y 150 cm^3 después del proceso de adición de calor. También al inicio del proceso de compresión el aire está a 17°C y 100 kPa. Determine *a*) la presión al principio del proceso de rechazo de calor, *b*) el trabajo neto por ciclo, en kJ y *c*) la presión media efectiva.

9-144 Repita el problema 9-143 pero emplee argón como fluido de trabajo.

9-145E Un ciclo dual ideal tiene una relación de compresión de 12 y emplea aire como el fluido de trabajo. Al principio del proceso de compresión el aire está a 14.7 psia y 90°F y ocupa un volumen de 75 $pulg^3$. Durante el proceso de adición de calor, 0.3 Btu de calor se transfieren hacia el aire a volumen constante, y 1.1 Btu a presión constante. Utilice calores específicos constantes evaluados a temperatura ambiente y determine la eficiencia térmica del ciclo.

9-146 Considere un ciclo Stirling ideal que usa aire como el fluido de trabajo. El aire está a 350 K y 200 kPa al principio del proceso de compresión isotérmica y se le suministra calor de una fuente a 1 800 K en la cantidad de 900 kJ/kg. Determine *a*) la presión máxima en el ciclo y *b*) la salida neta de trabajo por unidad de masa de aire.
Respuestas: a) 5 873 kPa, *b*) 725 kJ/kg

9-147 Considere un ciclo Brayton ideal simple con aire como fluido de trabajo. La relación de presiones del ciclo es 6 y las temperaturas mínima y máxima son 300 y 1 300 K, respectivamente. Después se duplica la relación de presiones sin cambiar las temperaturas mínima y máxima en el ciclo. Determine el cambio en *a*) la salida neta de trabajo por unidad de masa y *b*) la eficiencia térmica del ciclo como consecuencia de esta modificación. Suponga calores específicos variables para el aire. *Respuestas: a*) 41.5 kJ/kg, *b*) 10.6 por ciento

9-148 Repita el problema 9-147, utilizando calores específicos constantes a temperatura ambiente.

9-149 Se emplea helio como fluido de trabajo en un ciclo Brayton con regeneración. La relación de presiones del ciclo es 8, la temperatura de entrada al compresor es 300 K y la de entrada a la turbina de 1 800 K. La eficacia del regenerador es 75 por ciento. Determine la eficiencia térmica y el flujo másico requerido de helio para una salida de potencia neta de 60 MW. Suponga que tanto el compresor como la turbina tienen una eficiencia isentrópica de *a*) 100 por ciento y *b*) 80 por ciento.

9-150 Un motor de turbina de gas con regeneración opera con dos etapas de compresión y otras dos de expansión. La relación de presiones en cada etapa del compresor y la turbina es de 3.5. El aire entra a cada etapa del compresor a 300 K y a cada etapa de la turbina a 1 200 K. Las eficiencias del compresor y la turbina son de 78 y 86 por ciento, respectivamente, y la eficacia del regenerador es 72 por ciento. Determine la relación de trabajo de retroceso y la eficiencia térmica del ciclo, suponiendo calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente. *Respuestas:* 53.2 por ciento, 39.2 por ciento

9-151 Reconsidere el problema 9-150 y use el software EES (u otro) para estudiar los efectos que causa variar las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina, así como la eficacia del regenerador, sobre el trabajo neto realizado y sobre el calor suministrado al ciclo para el caso de calores específicos variables. Varíe las eficiencias isentrópicas y la eficacia de 70 a 90 por ciento y grafique el diagrama *T-s* para el ciclo.

9-152 Repita el problema 9-150 pero utilice helio como fluido de trabajo.

9-153 Se tiene el ciclo Brayton regenerativo ideal. Determine la relación de presiones que maximiza la eficiencia térmica del ciclo y compare este valor con la relación de presiones que maximiza el trabajo neto del ciclo. Para las mismas relaciones de temperatura máxima a mínima, explique por qué la relación de presiones para la eficiencia máxima es menor que la relación de presiones para el trabajo máximo.

9-154 Considere un ciclo de turbina de gas ideal con una etapa de compresión y dos de expansión y regeneración. La relación de presiones en cada etapa de la turbina es la misma. El gas de escape de alta presión de la turbina entra al regenerador y después a la turbina de baja presión para expandirse hasta la presión de entrada del compresor. Determine la eficiencia térmica de este ciclo como una función de la relación de presión del compresor y de la alta presión de la turbina y de la relación de la temperatura de entrada del compresor. Compare su resultado con la eficiencia del ciclo regenerativo estándar.

9-155 Un motor de cuatro cilindros de encendido por chispa y de cuatro tiempos opera sobre el ciclo Otto ideal con una relación de compresión de 11 y un volumen de desplazamiento

total de 1.8 litros. El aire está a 90 kPa y 50°C al principio del proceso de compresión. La entrada de calor es 1.5 kJ por ciclo por cada cilindro. Si se considera la variación de calores específicos del aire con la temperatura, determine *a*) la temperatura máxima y presión que ocurren durante el ciclo, *b*) el trabajo neto por ciclo por cada cilindro y la eficiencia térmica del ciclo, *c*) la presión media efectiva y *d*) la salida de potencia para una velocidad de giro del motor de 3 000 rpm.

9-156 Una central eléctrica de turbina de gas opera sobre el ciclo Brayton regenerativo con dos fases de recalentamiento y dos etapas de interenfriamiento entre los límites de presión de 100 y 1 200 kPa. El fluido de trabajo es aire, el cual entra en la primera y segunda etapas del compresor a 300 K y 350 K, respectivamente; así como a la primera y segunda etapas de la turbina a 1 400 K y 1 300 K, respectivamente. Suponiendo que el compresor y la turbina tiene una eficiencia isentrópica de 80 por ciento y el regenerador tiene una eficacia de 75 por ciento, y usando calores específicos variables, determine *a*) la relación de trabajo de retroceso y la salida de trabajo neto, *b*) la eficiencia térmica y *c*) la eficiencia de la segunda ley del ciclo. También determine *d*) las exergías a la salida de la cámara de combustión (estado 6) y el regenerador (estado 10) (véase la figura 9-43 de este capítulo). *Respuestas: a*) 0.523, 317 kJ/kg, *b*) 0.553, *c*) 0.704, *d*) 931 kJ/kg, 129 kJ/kg

9-157 Los requerimientos para los procesos eléctricos y térmicos de una instalación industrial serán reunidos por una planta de cogeneración que consiste en una turbina de gas y un cambiador de calor para la producción de vapor. La planta opera en el ciclo Brayton simple entre los límites de presión de 100 y 1 200 kPa con el aire como fluido de trabajo, el cual entra al compresor a 30°C. Los gases de combustión salen de la turbina y entran en el intercambiador de calor a 500°C y salen de éste a 350°C, mientras que el agua líquida entra en el intercambiador a 25°C y sale a 200°C como un vapor saturado. La potencia neta producida por el ciclo de la turbina de gas es 800 kW. Suponiendo una eficiencia isentrópica del compresor de 82 por ciento y una eficiencia isentrópica de la turbina de 88 por ciento, y usando calores específicos variables, determine *a*) el flujo másico del aire, *b*) la relación de trabajo de retroceso y la eficiencia térmica y *c*) la tasa a la cual se produce el vapor en el intercambiador de calor. Asimismo, determine *d*) la eficiencia de utilización de la planta de cogeneración, definida como la relación entre la energía total utilizada y la energía suministrada a la planta.

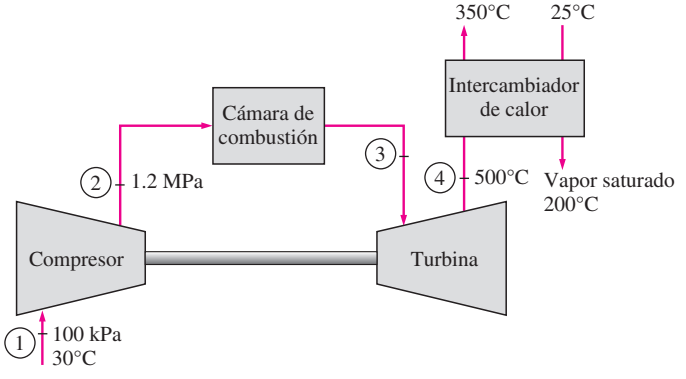


FIGURA P9-157

9-158 Un avión de propulsión a reacción vuela con una velocidad de 900 km/h a una altitud en la que la temperatura y la presión del aire es −35°C y 40 kPa. El aire sale del difusor a 50 kPa con una velocidad de 15 m/s y los gases de combustión entran en la turbina a 450 kPa y 950°C. La turbina produce 500 kW de potencia, la cual se usa completamente para accionar el compresor. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 83 por ciento para el compresor, la turbina y la tobera, y utilizando calores específicos variables, determine *a*) la presión de los gases de combustión a la salida de la turbina, *b*) el flujo másico de aire a través del compresor, *c*) la velocidad de los gases a la salida de la tobera y *d*) la potencia y la eficiencia propulsiva para este motor. *Respuestas: a*) 147 kPa, *b*) 1.76 kg/s, *c*) 719 m/s, *d*) 206 kW, 0.156

9-159 Utilizando el software EES (u otro) analice el efecto de los calores específicos variables sobre la eficiencia térmica de un ciclo Otto ideal, empleando aire como fluido de trabajo. Al principio del proceso de compresión, el aire está a 100 kPa y 300 K. Determine el porcentaje de error involucrado al usar calores específicos constantes a temperatura ambiente para las siguientes combinaciones entre relaciones de compresión y temperaturas máximas del ciclo: $r = 6, 8, 10, 12$ y $T_{máx} = 1\,000, 1\,500, 2\,000, 2\,500$ K.

9-160 Emplee el software EES (u otro) para determinar los efectos que produce la relación de compresión sobre la salida neta de trabajo y sobre la eficiencia térmica para el ciclo de Otto para una temperatura máxima del ciclo de 2 000 K. Considere aire como fluido de trabajo a 100 kPa y 300 K al inicio del proceso de compresión y suponga calores específicos variables. Varíe la relación de compresión de 6 a 15 con incrementos de 1. Tabule y grafique sus resultados contra la relación de compresión.

9-161 Utilice el software EES (u otro) para determinar los efectos que causa la relación de presiones sobre la salida neta de potencia y sobre la eficiencia térmica de un ciclo Brayton sencillo para una temperatura máxima del ciclo de 1 800 K. Considere aire como fluido de trabajo que está a 100 kPa y 300 K al inicio del proceso de compresión. Suponga calores específicos variables y varíe la relación de presiones de 5 a 24 con incrementos de 1. Tabule y grafique sus resultados contra la relación de presión. ¿A qué relación de presión la salida neta de trabajo se convierte en un máximo? ¿A qué relación de presión la eficiencia térmica se convierte en un máximo?

9-162 Repita el problema 9-161 pero considere eficiencias isentrópicas de 85 por ciento tanto para la turbina como para el compresor.

9-163 Use el software EES (u otro) para determinar los efectos que tiene la relación de presiones, de la temperatura máxima del ciclo y de las eficiencias del compresor y de la turbina sobre la salida neta de trabajo por unidad de masa y sobre la eficiencia térmica de un ciclo Brayton sen-

cillo con aire como el fluido de trabajo. El aire está a 100 kPa y 300 K a la entrada del compresor. También, suponga calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente. Determine la salida neta de trabajo y la eficiencia térmica para todas las combinaciones de los siguientes parámetros y redacte sus conclusiones a partir de los resultados obtenidos.

Relación de presión:	5, 8, 14
Temperatura máxima del ciclo:	800, 1 200, 1 600 K
Eficiencia isentrópica del compresor:	80, 100 por ciento
Eficiencia isentrópica de la turbina:	80, 100 por ciento

9-164 Repita el problema 9-163 pero considere la variación de los calores específicos del aire debido a la temperatura.

9-165 Repita el problema 9-163 utilizando helio como fluido de trabajo.

9-166 Utilizando el software EES (u otro) determine los efectos de la relación de presión, la temperatura máxima del ciclo, la eficacia del regenerador y las eficiencias del compresor y de la turbina sobre la salida neta de trabajo por unidad de masa y sobre la eficiencia térmica de un ciclo Brayton regenerativo con aire como fluido de trabajo. El aire está a 100 kPa y 300 K a la entrada del compresor. Asimismo, suponga calores específicos constantes para el aire a temperatura ambiente y determine la salida neta de trabajo y la eficiencia térmica para todas las combinaciones de los siguientes parámetros.

Relación de presiones:	6, 10
Temperatura máxima del ciclo:	1 500, 2 000 K
Eficiencia isentrópica del compresor:	80, 100 por ciento
Eficiencia isentrópica de la turbina:	80, 100 por ciento
Eficacia del regenerador:	70, 90 por ciento

9-167 Repita el problema 9-166 pero considerando que los calores específicos del aire varían con la temperatura.

9-168 Repita el problema 9-166 utilizando helio como fluido de trabajo.

9-169 Utilice el software EES (u otro) para determinar el efecto que tiene el número de etapas de compresión y expansión sobre la eficiencia térmica de un ciclo Brayton regenerativo ideal con compresión y expansión en etapas múltiples. Suponga que la relación total de presiones del ciclo es de 12 y que el aire entra a cada etapa del compresor a 300 K y a cada etapa de la turbina a 1 200 K. Emplee calores específicos constantes a temperatura ambiente y determine la eficiencia térmica del ciclo variando el número de etapas de 1 a 22 con incrementos de 3. Grafique la eficiencia térmica contra el número de etapas. Compare sus resultados con la eficiencia de un ciclo Ericsson que opere entre los mismos límites de temperatura.

9-170 Repita el problema 9-169 pero use helio como fluido de trabajo.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FI)

9-171 Un ciclo de Otto con aire como fluido de trabajo tiene una relación de compresión de 8.2. Bajo condiciones de aire frío estándar, la eficiencia de este ciclo es

a) 24 por ciento *b*) 43 por ciento *c*) 52 por ciento
d) 57 por ciento *e*) 75 por ciento

9-172 Para límites específicos de temperaturas máxima y mínima, el ciclo ideal con la eficiencia térmica mínima es

a) Carnot *b*) Stirling *c*) Ericsson
d) Otto *e*) Todos son iguales

9-173 Un ciclo de Carnot opera entre límites de temperatura de 300 K y 2 000 K y produce 600 kW de potencia neta. La tasa de cambio de entropía del fluido de trabajo durante el proceso de adición de calor es

a) 0 *b*) 0.300 kW/K *c*) 0.353 kW/K
d) 0.261 kW/K *e*) 2.0 kW/K

9-174 En un ciclo Diesel ideal se comprime aire de 3 L a 0.15 L y después se expande durante el proceso de adición de calor a presión constante a 0.30 L. Bajo condiciones de aire frío estándar, la eficiencia térmica de este ciclo es

a) 35 por ciento *b*) 44 por ciento *c*) 65 por ciento
d) 70 por ciento *e*) 82 por ciento

9-175 En un ciclo de Otto ideal se comprime gas helio a 20°C desde 2.5 L hasta 0.25 L, y su temperatura aumenta 700°C adicionales durante el proceso de adición de calor. La temperatura del helio antes del proceso de expansión es

a) 1 790°C *b*) 2 060°C *c*) 1 240°C
d) 620°C *e*) 820°C

9-176 En un ciclo de Otto ideal se comprime aire de 1.20 kg/m^3 y 2.2 L a 0.26 L, mientras que la producción neta de trabajo del ciclo es 440 kJ/kg. La presión media efectiva (PME) para este ciclo es

a) 612 kPa *b*) 599 kPa *c*) 528 kPa
d) 416 kPa *e*) 367 kPa

9-177 En un ciclo Brayton ideal se comprime aire de 95 kPa y 25°C a 800 kPa. Bajo condiciones de aire frío estándar, la eficiencia térmica de este ciclo es

a) 46 por ciento *b*) 54 por ciento *c*) 57 por ciento
d) 39 por ciento *e*) 61 por ciento

9-178 Se tiene un ciclo Brayton ideal ejecutado entre los límites de presión de 1 200 kPa y 100 kPa, mientras los límites de temperatura son de 20°C y 1 000°C con argón como fluido de trabajo. La producción neta de trabajo del ciclo es

a) 68 kJ/kg *b*) 93 kJ/kg *c*) 158 kJ/kg
d) 186 kJ/kg *e*) 310 kJ/kg

9-179 Un ciclo Brayton ideal tiene una producción neta de trabajo de 150 kJ/kg y una relación de trabajo de retroceso de 0.4. Si tanto la turbina como el compresor tuvieran una eficiencia isentrópica de 85 por ciento, la producción neta de trabajo del ciclo sería

a) 74 kJ/kg *b*) 95 kJ/kg *c*) 109 kJ/kg
d) 128 kJ/kg *e*) 177 kJ/kg

9-180 En un ciclo Brayton ideal se comprime aire de 100 kPa y 25°C a 1 MPa, después se calienta a 1 200°C antes de que entre a la turbina. Bajo condiciones de aire frío estándar, la temperatura del aire a la salida de la turbina es

a) 490°C *b*) 515°C *c*) 622°C
d) 763°C *e*) 895°C

9-181 En un ciclo Brayton ideal con regeneración se comprime gas argón de 100 kPa y 25°C a 400 kPa. Después se calienta a 1 200°C antes de que entre a la turbina. La temperatura más alta a la que el argón puede calentarse en el regenerador es

a) 246°C *b*) 846°C *c*) 689°C
d) 368°C *e*) 573°C

9-182 En un ciclo Brayton ideal con regeneración se comprime aire de 80 kPa y 10°C a 400 kPa y 175°C, posteriormente se calienta a 450°C en el regenerador y después se calienta aún más hasta 1 000°C antes de que ingrese a la turbina. Bajo condiciones de aire frío estándar, la eficacia del regenerador es de

a) 33 por ciento *b*) 44 por ciento *c*) 62 por ciento
d) 77 por ciento *e*) 89 por ciento

9-183 Considere una turbina de gas que tiene una relación de presiones de 6 y que opera con un ciclo Brayton con regeneración entre los límites de temperatura de 20°C y 900°C. Si la relación de calores específicos del fluido de trabajo es 1.3, la eficiencia térmica más alta que puede tener esta turbina de gas es

a) 38 por ciento *b*) 46 por ciento *c*) 62 por ciento
d) 58 por ciento *e*) 97 por ciento

9-184 Un ciclo ideal de turbina de gas con muchas etapas de compresión y expansión, así como con un regenerador con 100 por ciento de eficacia, tiene una relación total de presiones de 10. El aire entra a todas las etapas del compresor a 290 K, mientras que a todas las etapas de la turbina lo hace a 1 200 K. La eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas es

a) 36 por ciento *b*) 40 por ciento *c*) 52 por ciento
d) 64 por ciento *e*) 76 por ciento

9-185 A un motor de turborreacción entra aire a 260 m/s a una tasa de 30 kg/s, y sale a 800 m/s relativo al avión. El empuje desarrollado por el motor es

a) 8 kN *b*) 16 kN *c*) 24 kN
d) 20 kN *e*) 32 kN

Problemas de diseño y ensayo

9-186 Diseñe un ciclo de potencia de gas de aire estándar y de sistema cerrado compuesto de tres procesos con una eficiencia térmica mínima de 20 por ciento. Los procesos pueden ser isotérmicos, isobáricos, isocóricos, isentrópicos, politrópicos o con la presión como una función lineal del volumen. Elabore un informe de ingeniería que describa su diseño y muestre el sistema, así como los diagramas, P-v y T-s y los cálculos demostrativos.

9-187 Diseñe un ciclo de potencia de gas de aire estándar y de sistema cerrado compuesto de cuatro procesos con una eficiencia térmica mínima de 20 por ciento. Los procesos pueden ser isotérmicos, isobáricos, isocóricos, isentrópicos, politrópicos o con la presión como una función lineal del volumen; sin embargo, los ciclos de Otto, Diesel, Ericsson y Stirling no pueden utilizarse. Elabore un informe de ingeniería que describa su diseño y muestre el sistema, los diagramas, P-v y T-s y los cálculos demostrativos.

9-188 Escriba un ensayo acerca de los desarrollos más recientes en motores de dos tiempos y pronostique cuándo podría haber en el mercado automóviles accionados por motores de dos tiempos. ¿Por qué los principales fabricantes de automóviles tienen un renovado interés en los motores de dos tiempos?

9-189 Como respuesta a las preocupaciones en torno al ambiente, algunos de los principales fabricantes de automóviles comercializan actualmente vehículos eléctricos. Escriba un ensayo acerca de las ventajas y desventajas de los vehículos eléctricos y discuta cuándo es aconsejable comprar un automóvil eléctrico en lugar de uno tradicional de combustión interna.

9-190 En la actualidad se realiza una intensa investigación para desarrollar motores adiabáticos que no requieran enfriamiento de su monoblock. En dichos motores se emplean materiales cerámicos debido a que dichos materiales soportan elevadas temperaturas. Escriba un ensayo del estado actual del desarrollo del motor adiabático. Determine también las eficiencias más altas posibles con estos motores y compárelas con las de los motores actuales.

9-191 Desde su introducción en 1903 por el noruego Aegidius Elling, la inyección de vapor entre la cámara de combustión y la turbina es usada todavía en algunas turbinas modernas de gas con la finalidad de enfriar los gases de combustión a una temperatura metalúrgicamente segura mientras se incrementa el flujo másico a través de la turbina. Actualmente existen varias centrales eléctricas de turbinas de gas que emplean la inyección de vapor para aumentar la potencia y para mejorar la eficiencia térmica.

Considere una central eléctrica de turbina de gas cuya relación de presiones es de 8. Las eficiencias isentrópicas del compresor y de la turbina son de 80 por ciento, y se cuenta con un regenerador con una eficacia de 70 por ciento. Cuando el flujo másico de aire a través del compresor es de 40 kg/s, la temperatura de entrada de la turbina es de 1 700 K. Pero la temperatura de entrada de la turbina está limitada a 1 500 K, por lo tanto la inyección de vapor en los gases de combustión debe ser considerada. Sin embargo, para evitar las complejidades asociadas con la inyección de vapor, se propone utilizar aire en exceso (esto es, tomar mucho más aire que el necesario para la combustión completa) con el fin de reducir la temperatura de combustión y por ende la temperatura de entrada a la turbina, mientras se incrementa el flujo másico y así la producción de potencia de la turbina. Evalúe esta propuesta y compare el desempeño termodinámico de una planta de producción de energía por turbina de gas con "flujo alto de aire" con la de una con "inyección de vapor" bajo las siguientes condiciones de diseño: el aire ambiente se encuentra a 100 kPa y 25°C, se dispone de un suministro adecuado de agua a 20°C y la cantidad de combustible suministrada a la cámara de combustión permanece constante.

Capítulo 10

CICLOS DE POTENCIA DE VAPOR Y COMBINADOS

En el capítulo 9 se analizaron los ciclos de potencia de gas en los que el fluido de trabajo permanece como gas durante todo el ciclo. En este capítulo se consideran *ciclos de potencia de vapor* en los que el fluido de trabajo se evapora y condensa alternativamente. Asimismo, se analiza la generación de potencia acoplada con un proceso de calentamiento llamado *cogeneración*.

La constante demanda de eficiencias térmicas más altas ha producido algunas modificaciones innovadoras en el ciclo básico de potencia de vapor. Entre éstos, se estudian los que implican *ciclos con recalentamiento* y *regenerativo*, así como ciclos combinados de potencia de gas y vapor.

El vapor es el fluido de trabajo usado más comúnmente en ciclos de potencia de vapor debido a sus muchas y atractivas características, como bajo costo, disponibilidad y alta entalpía de vaporización. Por consiguiente, este capítulo se dedica principalmente al estudio de centrales eléctricas de vapor, las cuales normalmente son llamadas *centrales carboeléctricas*, *centrales nucleoeléctricas*, o *centrales eléctricas de gas natural*, según el tipo de combustible que empleen para suministrar calor al vapor. Sin embargo, el vapor pasa por el mismo ciclo básico en todas; por lo tanto pueden analizarse de la misma manera.

Objetivos

En el capítulo 10, los objetivos son:

- Analizar ciclos de potencia de vapor en los cuales el fluido de trabajo se evapora y condensa alternadamente.
- Analizar la generación de potencia acoplada con el proceso de calentamiento llamado *cogeneración*.
- Investigar maneras de modificar el ciclo básico de potencia de vapor Rankine para incrementar la eficiencia térmica del ciclo.
- Analizar los ciclos de potencia de vapor con recalentamiento y regeneración.
- Analizar ciclos de potencia que consisten en dos ciclos separados conocidos como ciclos combinados y ciclos binarios.

10-1 ▪ EL CICLO DE VAPOR DE CARNOT

Como se ha mencionado repetidamente, el ciclo de Carnot es el más eficiente de los ciclos que operan entre dos límites especificados de temperatura. Así, es natural considerar primero a este ciclo como un prospecto de ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. Si fuera posible, se adoptaría como el ciclo ideal. Sin embargo, como se explica a continuación el ciclo de Carnot no es un modelo apropiado para los ciclos de potencia. A lo largo de todo el análisis se ha considerado al *vapor* como el fluido de trabajo, ya que su uso predomina en los ciclos de potencia de vapor.

Considere un *ciclo de Carnot* de flujo estable ejecutado dentro de la curva de saturación de una sustancia pura, como se muestra en la figura 10-1*a*. El fluido se calienta de manera reversible e isotérmicamente en una caldera (proceso 1-2); se expande isentrópicamente en una turbina (proceso 2-3); se condensa reversible e isotérmicamente en un condensador (proceso 3-4), y se condensa de manera isentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial (proceso 4-1).

Con este ciclo se asocian varias situaciones imprácticas:

1. La transferencia isotérmica de calor hacia o desde un sistema de dos fases no es difícil de alcanzar en la práctica, porque una presión constante en el dispositivo fija automáticamente la temperatura en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden aproximarse bastante a los de las calderas y los condensadores reales. Sin embargo, restringir los procesos de transferencia de calor a sistemas de dos fases limita severamente la temperatura máxima que puede utilizarse en el ciclo (tiene que permanecer debajo del valor del punto crítico, el cual es de 374°C para el agua). Restringir la temperatura máxima en el ciclo limita también la eficiencia térmica. Cualquier intento por elevar la temperatura máxima en el ciclo implica la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo en una sola fase, lo que no es fácil de realizar de modo isotérmico.
2. El proceso de expansión isentrópica (proceso 2-3) puede aproximarse bastante mediante una turbina bien diseñada. Sin embargo, la calidad del vapor disminuye durante este proceso, como se observa en el diagrama *T-s* de la figura 10-1*a*. Por lo tanto, la turbina tiene que manejar vapor con baja calidad, es decir, vapor con un alto contenido de humedad. El choque de gotas líquidas sobre los alabes de la turbina produce erosión y es una de las principales fuentes de desgaste. Así, el vapor con calidades menores a 90 por

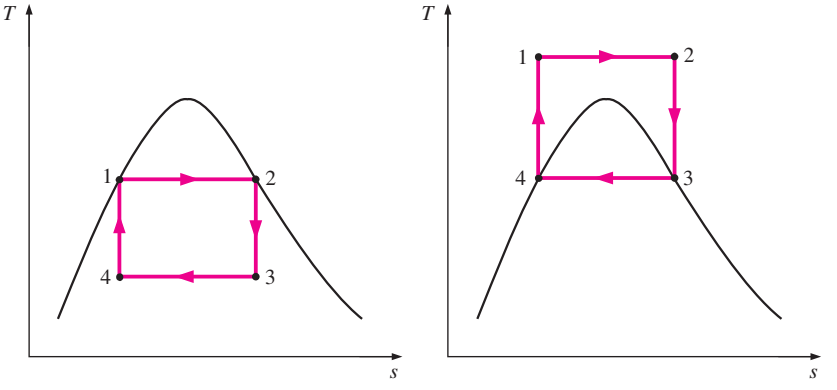


FIGURA 10-1
Diagrama *T-s* para dos ciclos de vapor de Carnot.

ciento no puede ser tolerado en la operación de centrales eléctricas. Este problema podría eliminarse utilizando un fluido de trabajo con una línea muy inclinada de vapor saturado.

3. El proceso de compresión isentrópica (proceso 4-1) implica la compresión de una mezcla de líquido y vapor hasta un líquido saturado. Hay dos dificultades asociadas con este proceso: primero, no es fácil controlar el proceso de condensación de manera tan precisa como para obtener finalmente la calidad deseada en el estado 4; y segundo, no es práctico diseñar un compresor que maneje dos fases.

Algunos de estos problemas pueden eliminarse al ejecutar el ciclo de Carnot de manera diferente, como se muestra en la figura 10-1*b*. Sin embargo, este ciclo presenta otros problemas, como la compresión isentrópica a presiones extremadamente altas y la transferencia isotérmica de calor a presiones variables. Por lo tanto concluimos que el ciclo de Carnot no puede lograrse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de potencia de vapor.

10–2 ▪ CICLO RANKINE: EL CICLO IDEAL PARA LOS CICLOS DE POTENCIA DE VAPOR

VÉASE TUTORIAL CAP. 10, SECC. 1 EN EL DVD.

Es posible eliminar muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo de Carnot si el vapor es sobrecalentado en la caldera y condensado por completo en el condensador, como se muestra de manera esquemática en un diagrama *T-s* en la figura 10-2. Lo que resulta es el **ciclo Rankine**, el cual es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos:

1-2 Compresión isentrópica en una bomba
2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera
3-4 Expansión isentrópica en una turbina
4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

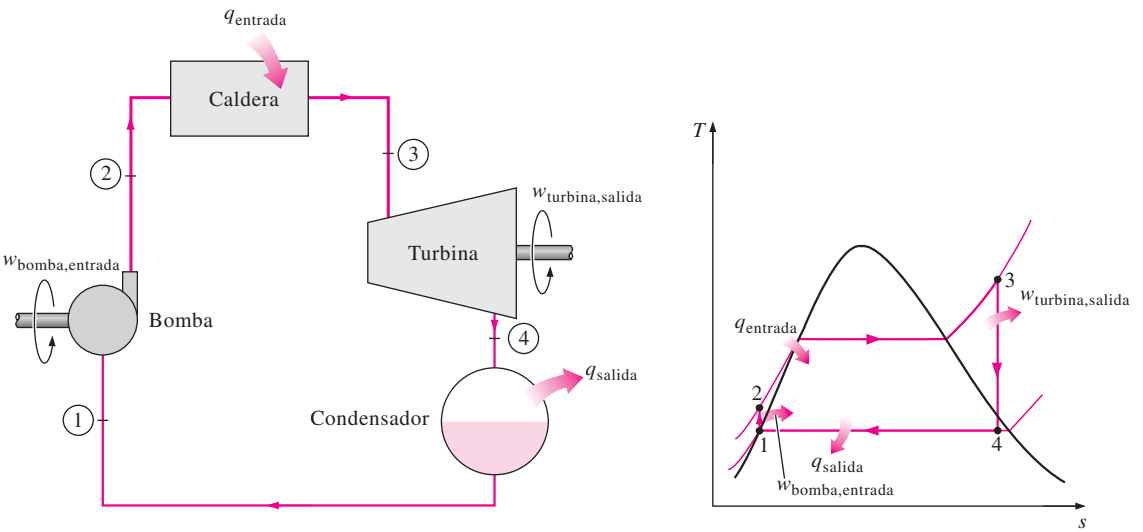


FIGURA 10-2
El ciclo Rankine ideal simple.

El agua entra a la *bomba* en el estado 1 como líquido saturado y se condensa isentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta un poco durante este proceso de compresión isentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua. La distancia vertical entre los estados 1 y 2 en el diagrama *T-s* se exagera de manera considerable para mayor claridad. (Si el agua fuera realmente incompresible, ¿habría un cambio de temperatura durante este proceso?)

El agua entra a la *caldera* como líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es básicamente un gran intercambiador de calor donde el calor que se origina en los gases de combustión, reactores nucleares u otras fuentes, se transfiere al agua esencialmente a presión constante. La caldera, con la sección (sobrecalentador) donde el vapor se sobrecalienta, recibe el nombre de *generador de vapor*.

El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la *turbina* donde se expande isentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico. La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el estado 4, donde el vapor entra al *condensador*. En este estado el vapor es por lo general una mezcla saturada de líquido y vapor con una alta calidad. El vapor se condensa a presión constante en el condensador, el cual es básicamente un gran intercambiador de calor que rechaza a éste hacia un medio de enfriamiento como un lago, un río o la atmósfera. El vapor sale del condensador como líquido saturado y entra a la bomba, completando el ciclo. En áreas donde el agua es muy valiosa, las centrales eléctricas son enfriadas con aire en lugar de agua. Este método de enfriamiento, que también se emplea en motores de automóvil, es conocido como *enfriamiento seco*. Varias centrales eléctricas en el mundo, incluidas algunas en Estados Unidos, utilizan enfriamiento seco para conservar el agua.

Recuerde que el área bajo la curva del proceso en un diagrama *T-s* representa la transferencia de calor para procesos internamente reversibles; y observe que el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor transferido hacia el agua en la caldera y que el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor rechazado en el condensador. La diferencia entre estas dos (el área encerrada por el ciclo) es el trabajo neto producido durante el ciclo.

Análisis de energía del ciclo Rankine ideal

Los cuatro componentes asociados con el ciclo Rankine (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador) son dispositivos de flujo estable, por lo tanto los cuatro procesos que conforman el ciclo Rankine pueden ser analizados como procesos de flujo estable. Por lo general, los cambios en la energía cinética y potencial del vapor son pequeños en relación con los términos de trabajo y de transferencia de calor, de manera que son insignificantes. Entonces, la *ecuación de energía de flujo estable* por unidad de masa de vapor se reduce a

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_e - h_i \qquad (\text{kJ/kg}) \qquad \textbf{(10–1)}$$

La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo y se supone que la bomba y la turbina son isentrópicas, entonces la relación de conservación de la energía para cada dispositivo puede expresarse como:

Bomba ($q = 0$): $$w_{\text{bomba,entrada}} = h_2 - h_1 \qquad \textbf{(10–2)}$$

o,

$$w_{\text{bomba,entrada}} = v(P_2 - P_1) \tag{10–3}$$

donde

$$h_1 = h_{f\,@\,P_1} \quad \text{y} \quad v \cong v_1 = v_{f\,@\,P_1} \tag{10–4}$$

Caldera ($w = 0$): $$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 \tag{10–5}$$

Turbina ($q = 0$): $$w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4 \tag{10–6}$$

Condensador ($w = 0$): $$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 \tag{10–7}$$

La *eficiencia térmica* del ciclo Rankine se determina a partir de

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} \tag{10-8}$$

donde

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}}$$

La eficiencia de conversión de las centrales eléctricas estadounidenses se expresa a menudo en términos de la **tasa térmica**, que es la cantidad en Btu de calor suministrada para generar 1 kWh de electricidad. Cuanto menor es la tasa térmica, más grande será la eficiencia. Si se considera que 1 kWh = 3 412 Btu, y sin tomar en cuenta las pérdidas asociadas con la conversión de potencia en el eje a potencia eléctrica, la relación entre la tasa térmica y la eficiencia térmica puede expresarse como

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{3\,412\ (\text{Btu/kWh})}{\text{Tasa térmica (Btu/kWh)}} \tag{10-9}$$

Por ejemplo, una tasa térmica de 11 363 Btu/kWh es equivalente a una eficiencia térmica de 30 por ciento.

La eficiencia térmica también puede interpretarse como la relación entre el área encerrada por el ciclo en un diagrama *T-s* y el área bajo el proceso de adición de calor. El uso de estas relaciones se ilustra en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 10-1 El ciclo Rankine ideal simple

Considere una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple. El vapor entra a la turbina a 3 MPa y 350°C y es condensado a una presión de 75 kPa. Determine la eficiencia térmica de este ciclo.

Solución Se tiene una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple. Se determinará la eficiencia térmica del ciclo.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El esquema de la central y el diagrama *T-s* del ciclo se muestran en la figura 10-3. Observe que la central opera en el ciclo Rankine ideal, por lo tanto la turbina y la bomba son isentrópicas, no hay caídas de presión en la caldera ni en el condensador y el vapor sale de este último para entrar a la bomba como líquido saturado a la presión del condensador.

Primero determine las entalpías en varios puntos del ciclo, utilizando los datos de las tablas de vapor (Tablas A.4, A.5 y A.6):

Estado 1: $P_1 = 75$ kPa, Líquido saturado $\Rightarrow$ $h_1 = h_{f\,@\,75\text{ kPa}} = 384.44$ kJ/kg, $v_1 = v_{f\,@\,75\text{ kPa}} = 0.001037$ m^3/kg

Estado 2: $P_2 = 3$ MPa, $s_2 = s_1$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.001037\ \text{m}^3/\text{kg})[(3\,000 - 75)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 3.03\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba,entrada}} = (384.44 + 3.03)\ \text{kJ/kg} = 387.47\ \text{kJ/kg}$$

Estado 3: $P_3 = 3$ MPa, $T_3 = 350°\text{C}$ $\Rightarrow$ $h_3 = 3\,116.1$ kJ/kg, $s_3 = 6.7450$ kJ/kg · K

Estado 4: $P_4 = 75$ kPa (mezcla saturada)

$$s_4 = s_3$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 1.2132}{6.2426} = 0.8861$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 384.44 + 0.8861(2\,278.0) = 2\,403.0\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = (3\,116.1 - 387.47)\ \text{kJ/kg} = 2\,728.6\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = (2\,403.0 - 384.44)\ \text{kJ/kg} = 2\,018.6\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{2\,018.6\ \text{kJ/kg}}{2\,728.6\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.260\ o\ 26.0\%}$$

La eficiencia térmica también podría determinarse a partir de

$$w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4 = (3\,116.1 - 2\,403.0)\ \text{kJ/kg} = 713.1\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}} = (713.1 - 3.03)\ \text{kJ kg/} = 710.1\ \text{kJ/kg}$$

o

$$w_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = (2\,728.6 - 2\,018.6)\ \text{kJ/kg} = 710.0\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{710.0\ \text{kJ/kg}}{2\,728.6\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.260\ o\ 26.0\%}$$

Es decir, esta central eléctrica convierte en trabajo neto 26 por ciento del calor que recibe de la caldera. Una central eléctrica real que opera entre los mismos límites de temperatura y presión tendrá una eficiencia menor debido a irreversibilidades como la fricción.

Explicación Note que la relación de trabajo de retroceso ($r_{\text{bw}} = w_{\text{entrada}}/w_{\text{salida}}$) de esta central eléctrica es 0.004, por lo tanto sólo se requiere 0.4 por ciento de la salida de trabajo de la turbina para operar la bomba. Tener relaciones de trabajo de retroceso bajas es característico de los ciclos de potencia de vapor, lo cual contrasta con los de potencia de gas que por lo general incluyen relaciones de trabajo de retroceso muy altas (entre 40 y 80 por ciento).

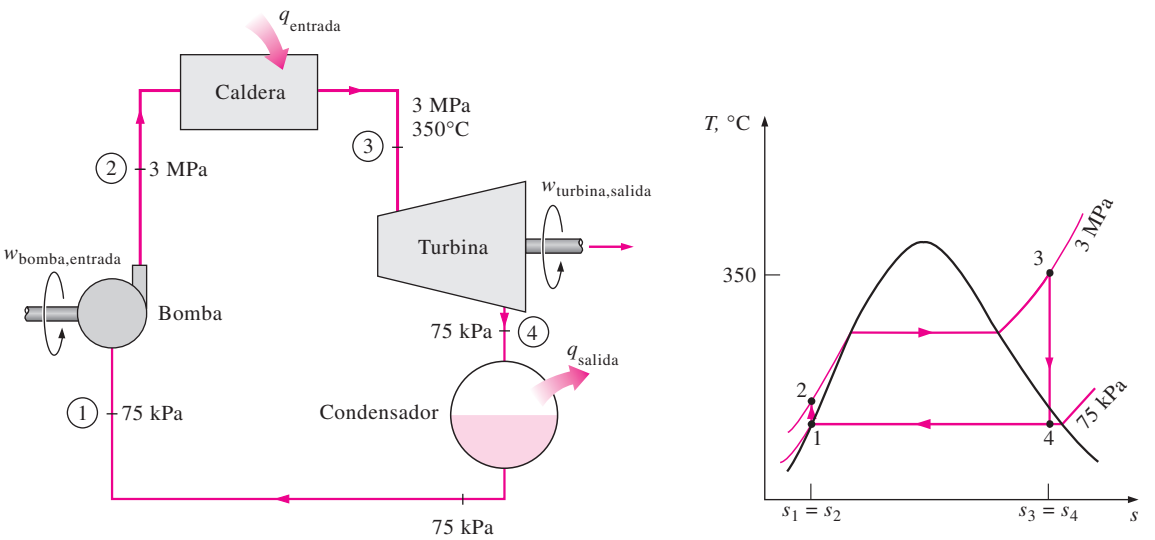


FIGURA 10-3
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-1.

También es interesante observar la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura

$$\eta_{ter,Carnot} = 1 - \frac{T_{mín}}{T_{máx}} = 1 - \frac{(91.76 + 273)\ \text{K}}{(350 + 273)\ \text{K}} = 0.415$$

La diferencia entre las dos eficiencias se debe a la gran irreversibilidad externa en el ciclo Rankine causada por la mayor diferencia de temperatura entre el vapor y los gases de combustión en la caldera.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 10, SECC. 2 EN EL DVD.

10-3 ▪ DESVIACIÓN DE LOS CICLOS DE POTENCIA DE VAPOR REALES RESPECTO DE LOS IDEALIZADOS

El ciclo real de potencia de vapor difiere del ciclo Rankine ideal, como se ilustra en la figura 10-4*a*, como resultado de las irreversibilidades en diversos componentes. La fricción del fluido y las pérdidas de calor hacia los alrededores son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades.

La *fricción del fluido* ocasiona caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías entre diversos componentes. Como resultado, el vapor sale de la caldera a una presión un poco menor. Además, la presión en la entrada de la turbina es un poco más baja que la de la salida de la caldera, debido a la caída de presión en los tubos conectores. La caída de presión en el condensador por lo general es muy pequeña. Para compensar todas estas caídas de presión, el agua debe bombearse a una presión más alta que la que tiene el ciclo ideal. Esto requiere una bomba más grande y una mayor entrada de trabajo a la bomba.

Otra fuente importante de irreversibilidad es la *pérdida de calor* del vapor hacia los alrededores cuando este fluido circula por varios componentes. Para mantener el mismo nivel de salida neta de trabajo, es necesario transferir más

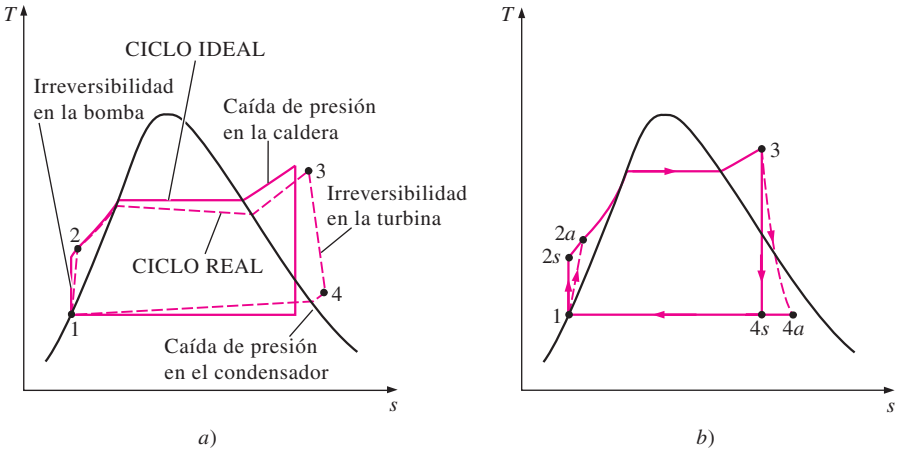


FIGURA 10-4

a) Desviación del ciclo real de potencia de vapor respecto del ciclo Rankine ideal. *b*) Efecto de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine ideal.

calor hacia el vapor en la caldera para compensar estas pérdidas de calor indeseables. Como consecuencia, la eficiencia del ciclo disminuye.

Las irreversibilidades que suceden dentro de la bomba y la turbina son especialmente importantes. Una bomba requiere una entrada de trabajo mayor y una turbina produce una salida de trabajo más pequeña como consecuencia de las irreversibilidades. Bajo condiciones ideales, el flujo a través de estos dispositivos es isentrópico. La desviación existente entre bombas y turbinas reales respecto de las isentrópicas puede ser compensada utilizando *eficiencias isentrópicas*, definidas como

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \tag{10-10}$$

y

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \tag{10-11}$$

donde los estados 2*a* y 4*a* son los estados reales de salida de la bomba y de la turbina, respectivamente, mientras que 2*s* y 4*s* son los estados correspondientes para el caso isentrópico (Fig. 10-4*b*).

También es necesario considerar otros factores en el análisis de los ciclos reales de potencia. En los condensadores reales, por ejemplo, el líquido suele subenfriarse para evitar el inicio de la *cavitación*, así como la rápida evaporación y condensación del fluido en el lado de baja presión del impulsor de la bomba, lo cual puede dañarla. Hay pérdidas adicionales en los cojinetes ubicados entre las partes móviles como consecuencia de la fricción. El vapor que se fuga durante el ciclo y el aire que ingresa al condensador representan otras dos fuentes de pérdida. Finalmente, la potencia consumida por equipos auxiliares, como los ventiladores que suministran aire al horno, también deben considerarse en la evaluación del desempeño de las centrales eléctricas reales.

El efecto de las irreversibilidades en la eficiencia térmica de un ciclo de potencia de vapor se ilustra en el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 10-2 Un ciclo de potencia de vapor real

Una central eléctrica de vapor opera en el ciclo que se muestra en la figura 10-5. Si las eficiencias isentrópicas de la turbina y la bomba son de 87 por ciento y de 85 por ciento, respectivamente, determine *a)* la eficiencia térmica del ciclo y *b)* la salida de potencia neta de la central para un flujo másico de 15 kg/s.

Solución Se considera un ciclo de potencia de vapor con eficiencias especificadas para la bomba y la turbina. Se determinarán la eficiencia térmica del ciclo y la salida de potencia neta.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El esquema de la central y el diagrama *T-s* del ciclo se muestra en la figura 10-5. Las temperaturas y presiones del vapor en diversos puntos también se indican en la figura. Observe que la central eléctrica incluye componentes de flujo estable y opera sobre el ciclo Rankine, pero se han tomado en cuenta las imperfecciones de varios componentes.

a) La eficiencia térmica de un ciclo es la relación entre la salida neta de trabajo y la entrada de calor, y se determina como:

Entrada de trabajo a la bomba:

$$w_{\text{bomba,entrada}} = \frac{w_{s,\text{bomba,entrada}}}{\eta_p} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_p}$$

$$= \frac{(0.001009\ \text{m}^3/\text{kg})[(16\,000 - 9)\ \text{kPa}]}{0.85}\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 19.0\ \text{kJ/kg}$$

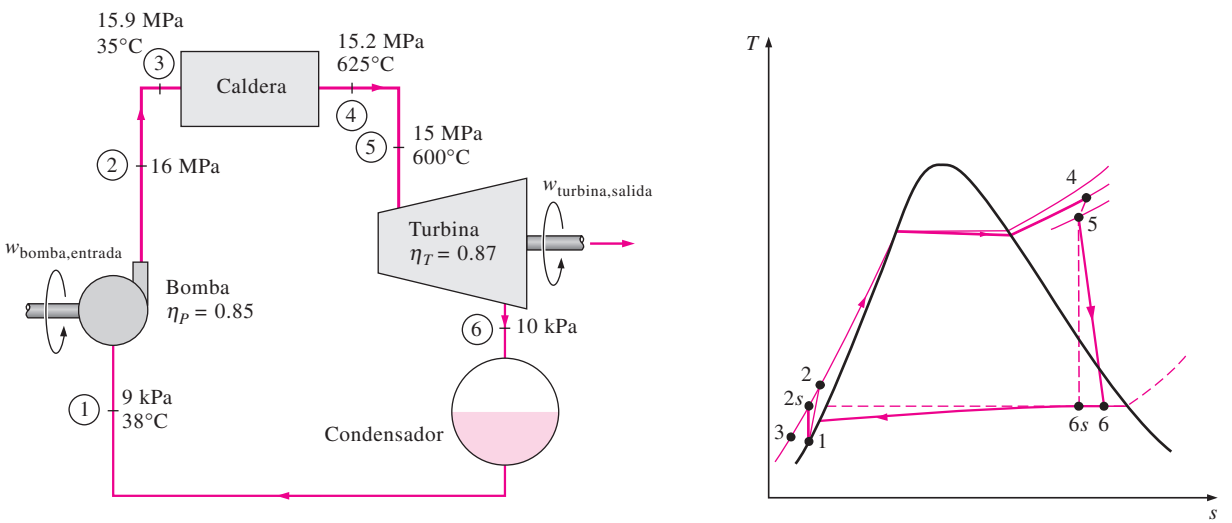


FIGURA 10-5
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-2.

Salida de trabajo de la turbina:

$$\begin{aligned} w_{\text{turbina,salida}} &= \eta_T w_{s,\text{turbina,salida}} \\ &= \eta_T(h_5 - h_{6s}) = 0.87(3\,583.1 - 2\,115.3)\ \text{kJ/kg} \\ &= 1\,277.0\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

Entrada de calor a la caldera:

$$q_{\text{entrada}} = h_4 - h_3 = (3\,647.6 - 160.1)\ \text{kJ/kg} = 3\,487.5\ \text{kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$w_{\text{neto}} = w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}} = (1\,277.0 - 19.0)\ \text{kJ/kg} = 1\,258.0\ \text{kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{1\,258.0\ \text{kJ/kg}}{3\,487.5\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.361\ o\ 36.1\%}$$

b) La potencia producida por esta central eléctrica es

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \dot{m}(w_{\text{neto}}) = (15\ \text{kg/s})(1\,258.0\ \text{kJ/kg}) = \mathbf{18.9\ MW}$$

Explicación Sin las irreversibilidades, la eficiencia térmica de este ciclo sería de 43.0 por ciento (véase el ejemplo 10-3*c*).

10-4 ▪ ¿CÓMO INCREMENTAR LA EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE?

Las centrales eléctricas de vapor son responsables de producir la mayor parte de la energía eléctrica del mundo, e incluso pequeños incrementos en la eficiencia térmica que pueden significar grandes ahorros en los requerimientos de combustible. En consecuencia, es válido cualquier esfuerzo para mejorar la eficiencia del ciclo con que operan las centrales eléctricas de vapor.

La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar la eficiencia térmica de un ciclo de potencia es la misma: *incrementar la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la que el calor se rechaza del fluido de trabajo en el condensador*. Es decir, la temperatura promedio del fluido debe ser lo más alta posible durante la adición de calor y lo más baja posible durante el rechazo de calor. A continuación se analizan tres maneras de lograr esto en el ciclo Rankine ideal simple.

Reducción de la presión del condensador (*reducción* $T_{\text{baja,prom}}$)

El vapor existe como una mezcla saturada en el condensador a la temperatura de saturación correspondiente a la presión dentro del condensador. Por consiguiente, la reducción de la presión de operación del condensador reduce automáticamente la temperatura del vapor, y por lo tanto la temperatura a la cual el calor es rechazado.

El efecto de la reducción de la presión del condensador en la eficiencia del ciclo Rankine se ilustra en un diagrama *T-s* en la figura 10-6. Con propósitos comparativos, el estado a la entrada de la turbina se mantiene igual. El área sombreada en este diagrama representa el aumento en la salida neta de trabajo debido a la disminución de la presión del condensador desde P_4 hasta P_4'. Los requerimientos de entrada de calor también aumentan (representados por el área bajo la curva 2′-2), pero este incremento es muy pequeño. Por lo tanto el efecto total de reducir la presión del condensador es un aumento en la eficiencia térmica del ciclo.

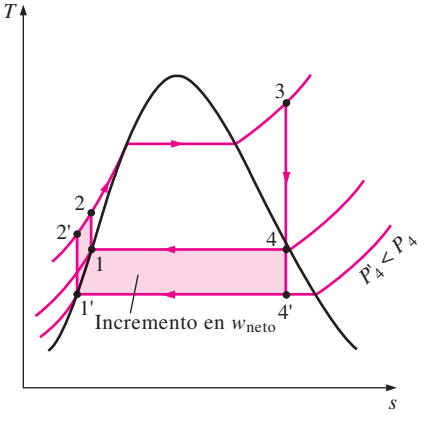


FIGURA 10-6
Efecto que causa reducir la presión del condensador en el ciclo Rankine ideal.

Para aprovechar el aumento de eficiencia a bajas presiones, los condensadores de las centrales eléctricas de vapor suelen operar muy por debajo de la presión atmosférica. Esto no representa un problema mayor porque los ciclos de potencia de vapor operan en un circuito cerrado. Sin embargo, hay un límite inferior a utilizar para la presión del condensador, límite que no puede ser menor a la presión de saturación correspondiente a la temperatura del medio de enfriamiento. Considere, por ejemplo, un condensador que se enfría mediante un río cercano que está a 15°C. Si se permite una diferencia de temperatura de 10°C para la transferencia efectiva de calor, la temperatura del vapor en el condensador debe estar arriba de 25°C, por lo tanto la presión del condensador debe ser mayor a 3.2 kPa, que es la presión de saturación a 25°C.

Sin embargo, la reducción de la presión del condensador no deja de tener efectos colaterales. Por un lado crea la posibilidad de las filtraciones de aire dentro del condensador; y más importante aún es el incremento del contenido de humedad del vapor en las etapas finales de la turbina, como puede verse en la figura 10-6. La presencia de grandes cantidades de humedad es indeseable en las turbinas, porque disminuye su eficiencia y erosiona sus alabes. Afortunadamente, este problema se puede corregir, como se analiza posteriormente.

Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas (*incremento* $T_{\text{alta,prom}}$)

La temperatura promedio a la que el calor es transferido hacia el vapor puede ser incrementado sin aumentar la presión de la caldera, gracias al sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas. El efecto del sobrecalentamiento en el desempeño de los ciclos de potencia de vapor se ilustra en un diagrama *T-s* en la figura 10-7. El área sombreada en este diagrama representa el aumento en el trabajo neto, mientras que el área total bajo la curva de proceso 3-3′ representa el aumento en la entrada de calor. De este modo, tanto el trabajo neto como la entrada de calor aumentan como resultado del sobrecalentamiento del vapor a una temperatura más alta. Sin embargo, el efecto total es un incremento en la eficiencia térmica, porque aumenta la temperatura promedio a la cual se añade calor.

El sobrecalentamiento del vapor a temperaturas más altas tiene otro efecto muy conveniente: disminuye el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina, como se observa en el diagrama *T-s* (la calidad del estado 4′ es más alta que la del estado 4).

Sin embargo, la temperatura a la que el vapor se sobrecalienta está limitada debido a consideraciones metalúrgicas. En la actualidad la temperatura de vapor más alta permisible en la entrada de la turbina es de aproximadamente 620°C (1 150°F). Cualquier incremento en este valor depende del mejoramiento de los materiales actuales o del descubrimiento de otros nuevos que puedan soportar temperaturas más altas. Las cerámicas son muy promisorias en este aspecto.

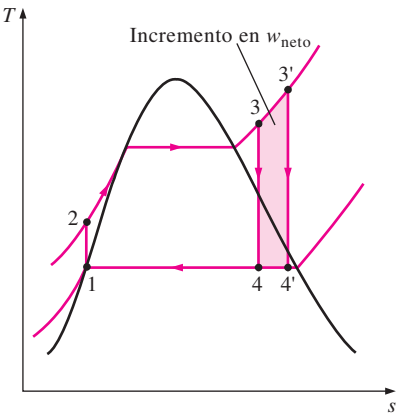


FIGURA 10-7

Efecto que provoca sobrecalentar el vapor hasta temperaturas elevadas en el ciclo Rankine ideal.

Incremento de la presión de la caldera (*incremento* $T_{\text{alta,prom}}$)

Otra manera de incrementar la temperatura promedio durante el proceso de adición de calor es aumentar la presión de operación de la caldera, lo cual eleva automáticamente la temperatura a la que sucede la ebullición. Esto a su vez eleva la temperatura promedio a la cual se transfiere calor al vapor y de ese modo incrementa la eficiencia térmica del ciclo.

El efecto de aumentar la presión de la caldera en el desempeño de los ciclos de potencia de vapor se ilustra en un diagrama *T-s* en la figura 10-8.

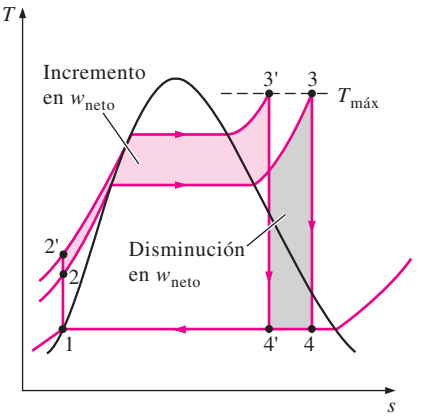


FIGURA 10-8

Efecto que produce incrementar la presión de la caldera en el ciclo Rankine ideal.

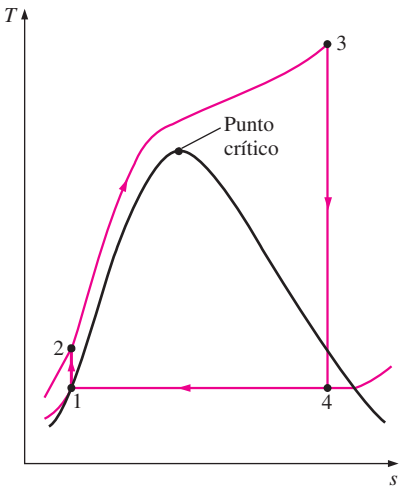


FIGURA 10-9
Un ciclo Rankine supercrítico.

Observe que para una temperatura de entrada fija en la turbina, el ciclo se corre a la izquierda y aumenta el contenido de humedad del vapor en la salida de la turbina. Sin embargo, este efecto colateral indeseable puede corregirse al recalentar el vapor, como se analiza en la siguiente sección.

Las presiones de operación de las calderas se han incrementado en forma gradual a lo largo de los años desde 2.7 MPa (400 psia) en 1922, hasta más de 30 MPa (4 500 psia) en la actualidad, lo que genera el suficiente vapor para producir una salida neta de potencia de 1 000 MW o más en una central eléctrica grande de vapor. Actualmente muchas de estas modernas centrales operan a presiones supercríticas ($P > 22.06$ MPa) y tienen eficiencias térmicas de 40 por ciento en el caso de centrales que funcionan con combustibles fósiles y de 34 por ciento para las nucleoeléctricas. En Estados Unidos operan más de 150 centrales eléctricas de vapor de presión supercrítica. Las menores eficiencias de las nucleoeléctricas se deben a las temperaturas inferiores máximas utilizadas en esas centrales por razones de seguridad. El diagrama *T-s* del ciclo Rankine supercrítico se presenta en la figura 10-9.

Los efectos de reducir la presión del condensador, sobrecalentar a una temperatura más elevada e incrementar la presión de la caldera en la eficiencia térmica del ciclo Rankine se ilustran a continuación con un ejemplo.

EJEMPLO 10-3 Efecto de la presión y la temperatura de la caldera sobre la eficiencia

Considere una central eléctrica de vapor que opera con el ciclo Rankine ideal. El vapor entra a la turbina a 3 MPa y 350°C y se condensa en el condensador a una presión de 10 kPa. Determine *a)* la eficiencia térmica de esta central eléctrica, *b)* la eficiencia térmica si el vapor se sobrecalienta a 600°C en lugar de 350°C, *c)* la eficiencia térmica si la presión de la caldera se eleva a 15 MPa mientras la temperatura de entrada de la turbina se mantiene en 600°C.

Solución Se considera una central eléctrica de vapor que opera con el ciclo Rankine ideal. Se determinarán los efectos que produce sobrecalentar el vapor a una temperatura más elevada e incrementar la presión de la caldera sobre la eficiencia térmica.

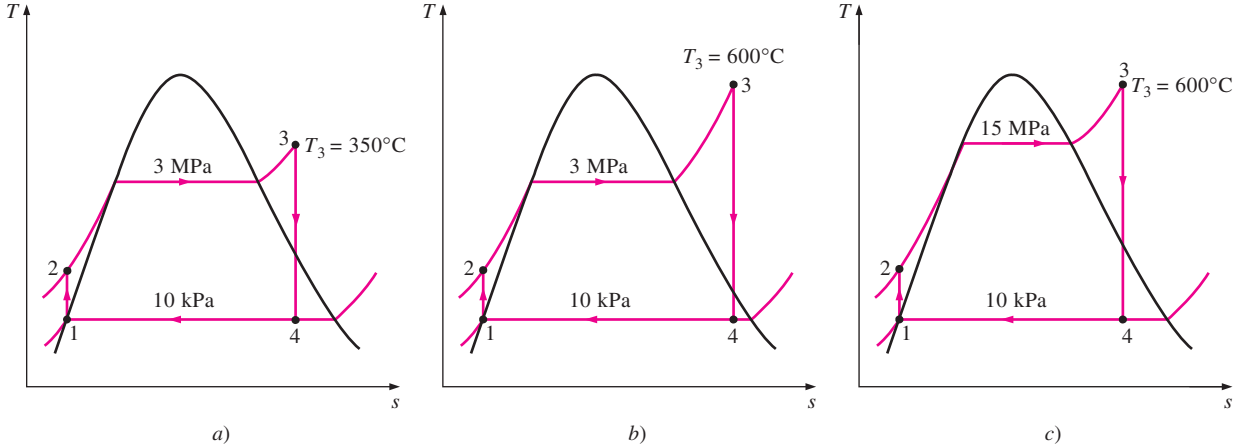


FIGURA 10-10
Diagramas *T-s* de los tres ciclos estudiados en el ejemplo 10-3.

Análisis Los diagramas *T-s* del ciclo para los tres casos se presentan en la figura 10-10.

a) Ésta es la central eléctrica de vapor analizada en el ejemplo 10-1, excepto que la presión del condensador se ha reducido a 10 kPa. La eficiencia térmica se determina de manera similar:

$$\text{Estado 1:}\quad \left.\begin{array}{l} P_1 = 10\ \text{kPa} \\ \text{Líquido saturado} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} h_1 = h_{f\,@\,10\,\text{kPa}} = 191.81\ \text{kJ/kg} \\ v_1 = v_{f\,@\,10\,\text{kPa}} = 0.00101\ \text{m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\text{Estado 2:}\quad \begin{array}{l} P_2 = 3\ \text{MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}$$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101\ \text{m}^3/\text{kg})[(3\,000 - 10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 3.02\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba,entrada}} = (191.81 + 3.02)\ \text{kJ/kg} = 194.83\ \text{kJ/kg}$$

$$\text{Estado 3:}\quad \left.\begin{array}{l} P_3 = 3\ \text{MPa} \\ T_3 = 350°\text{C} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} h_3 = 3\,116.1\ \text{kJ/kg} \\ s_3 = 6.7450\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array}$$

$$\text{Estado 4:}\quad \begin{array}{l} P_4 = 10\ \text{kPa} \quad \text{(mezcla saturada)} \\ s_4 = s_3 \end{array}$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 0.6492}{7.4996} = 0.8128$$

Por lo tanto,

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 191.81 + 0.8128(2\,392.1) = 2\,136.1\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = (3\,116.1 - 194.83)\ \text{kJ/kg} = 2\,921.3\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = (2\,136.1 - 191.81)\ \text{kJ/kg} = 1\,944.3\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,944.3\ \text{kJ/kg}}{2\,921.3\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.334\ o\ 33.4\%}$$

En consecuencia, la eficiencia térmica aumenta de 26.0 a 33.4 por ciento como resultado de disminuir la presión del condensador de 75 a 10 kPa. Sin embargo, al mismo tiempo la calidad del vapor disminuye de 88.6 a 81.3 por ciento (en otras palabras, el contenido de humedad aumenta de 11.4 a 18.7 por ciento).

b) Los estados 1 y 2 permanecen iguales en este caso, mientras las entalpías en el estado 3 (3 MPa y 600°C) y en el estado 4 (10 kPa y $s_4 = s_3$) se determinan como

$$h_3 = 3\,682.8\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 = 2\,380.3\ \text{kJ/kg} \quad (x_4 = 0.915)$$

De modo que,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 3\,682.8 - 194.83 = 3\,488.0\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = 2\,380.3 - 191.81 = 2\,188.5\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{2\,188.5\ \text{kJ/kg}}{3\,488.0\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.373\ o\ 37.3\%}$$

Por lo tanto, la eficiencia térmica aumenta de 33.4 a 37.3 por ciento como resultado de sobrecalentar el vapor de 350 a 600°C. Al mismo tiempo, la calidad del vapor aumenta de 81.3 a 91.5 por ciento (en otras palabras, el contenido de humedad desciende de 18.7 a 8.5 por ciento).

c) El estado 1 permanece igual en este caso, aunque los otros estados cambien. Las entalpías en los estados 2 (15 MPa y $s_2 = s_1$), 3 (15 MPa y 600°C) y 4 (10 kPa y $s_4 = s_3$) se determinan de manera similar como

$$h_2 = 206.95 \text{ kJ/kg}$$
$$h_3 = 3\,583.1 \text{ kJ/kg}$$
$$h_4 = 2\,115.3 \text{ kJ/kg} \qquad (x_4 = 0.804)$$

Por lo tanto,

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 3\,583.1 - 206.95 = 3\,376.2 \text{ kJ/kg}$$
$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = 2\,115.3 - 191.81 = 1\,923.5 \text{ kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,923.5 \text{ kJ/kg}}{3\,376.2 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.430 \text{ o } 43.0\%}$$

Explicación La eficiencia térmica aumenta de 37.3 a 43.0 por ciento como consecuencia de elevar la presión de la caldera de 3 a 15 MPa mientras se mantiene en 600°C la temperatura a la entrada de la turbina. Sin embargo, al mismo tiempo la calidad del vapor disminuye de 91.5 a 80.4 por ciento (en otras palabras, el contenido de humedad aumenta de 8.5 a 19.6 por ciento).

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 10, SECC. 3 EN EL DVD.

10-5 ▪ EL CICLO RANKINE IDEAL CON RECALENTAMIENTO

En la última sección se mencionó que el aumento en la presión de la caldera incrementa la eficiencia térmica del ciclo Rankine, pero que también incrementa el contenido de humedad del vapor a niveles inaceptables. Entonces, es natural formular la siguiente pregunta:

¿Cómo podemos aprovechar las mayores eficiencias a presiones más altas de la caldera sin tener que enfrentar el problema de humedad excesiva en las etapas finales de la turbina?

Se puede pensar en dos posibilidades:

1. Sobrecalentar el vapor a temperaturas muy altas antes de que entre a la turbina. Ésta sería la solución deseable porque la temperatura promedio a la que se añade calor también se incrementaría, lo cual aumentaría la eficiencia del ciclo. Sin embargo, no es una solución viable ya que requiere elevar la temperatura del vapor hasta niveles metalúrgicamente inseguros.
2. Expandir el vapor en la turbina en dos etapas y recalentarlo entre ellas. En otras palabras, modificar el ciclo Rankine ideal simple con un proceso de **recalentamiento**. El recalentamiento es una solución práctica al problema de humedad excesiva en turbinas y es comúnmente utilizada en modernas centrales eléctricas de vapor.

El diagrama *T-s* del ciclo Rankine ideal con recalentamiento y el esquema de la central eléctrica que operan en este ciclo se muestran en la figura 10-11. El ciclo Rankine ideal con recalentamiento difiere del ciclo Rankine ideal simple en que el proceso de expansión sucede en dos etapas. En la primera

(la turbina de alta presión), el vapor se expande isentrópicamente hasta una presión intermedia y regresa a la caldera donde se recalienta a presión constante, por lo general hasta la temperatura de entrada de la turbina de la primera etapa. Después, el vapor se expande isentrópicamente en la segunda etapa (turbina de baja presión) hasta la presión del condensador. De modo que la entrada de calor total y la salida total de trabajo de la turbina en un ciclo de recalentamiento vienen a ser

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \qquad \textbf{(10-12)}$$

y

$$w_{\text{turbina,salida}} = w_{\text{turbina,I}} + w_{\text{turbina,II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \qquad \textbf{(10-13)}$$

La incorporación de un recalentamiento simple en una central eléctrica moderna mejora la eficiencia del ciclo en 4 o 5 por ciento, lo que incrementa la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al vapor.

La temperatura promedio durante el proceso de recalentamiento puede incrementarse aumentando el número de etapas de expansión y recalentamiento. Cuando se hace esto, los procesos de expansión y recalentamiento se acercan a un proceso isotérmico a la temperatura máxima, como se muestra en la figura 10-12. Sin embargo, el uso de más de dos etapas de recalentamiento no es práctico. El mejoramiento teórico en la eficiencia del segundo recalentamiento es cercano a la mitad del originado a partir del recalentamiento simple. Si la presión de entrada de la turbina no es lo suficientemente alta, el doble recalentamiento resulta en un escape sobrecalentado. Esto es indeseable porque causaría que la temperatura promedio para el rechazo de calor aumente y de esta manera la eficiencia del ciclo disminuya. Por lo tanto, el doble recalentamiento se utiliza solamente en centrales eléctricas de presión supercrítica ($P > 22.06$ MPa). Una tercera etapa de recalentamiento incrementa la eficiencia del ciclo en casi la mitad de la mejora alcanzada por el segundo recalentamiento. Esta ganancia es tan pequeña que no justifica el costo y la complejidad adicionales.

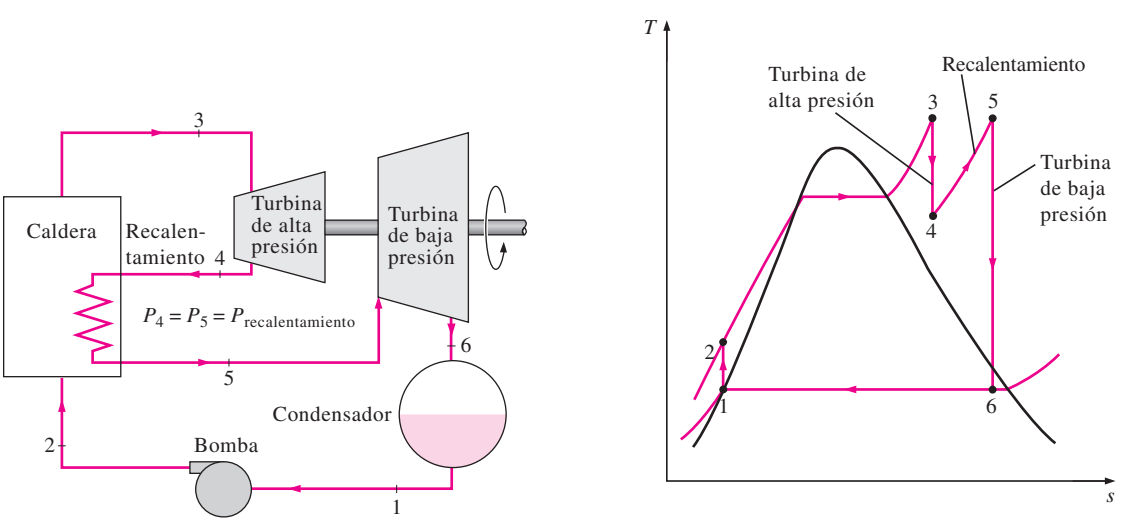


FIGURA 10-11
El ciclo Rankine ideal con recalentamiento.

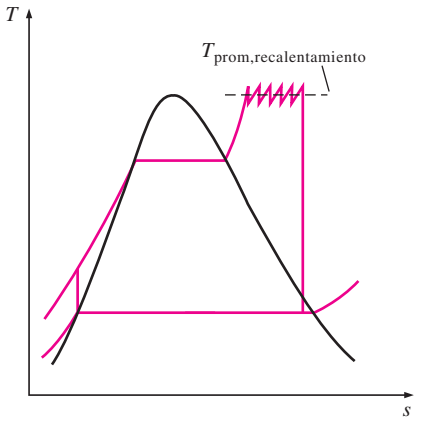


FIGURA 10-12
La temperatura promedio a la que se transfiere el calor durante el recalentamiento aumenta cuando se incrementa el número de etapas de recalentamiento.

El ciclo de recalentamiento fue introducido a mediados de la década de los veinte, pero fue abandonada en los años treinta debido a las dificultades operacionales. Con el tiempo, al final de los años cuarenta el aumento estable en las presiones de la caldera hizo necesario reintroducir un solo recalentamiento, así como el doble recalentamiento a principios de los cincuenta.

Las temperaturas de recalentamiento son muy cercanas o iguales a la temperatura de entrada a la turbina. La presión de recalentamiento óptima se acerca a un cuarto de la presión máxima del ciclo. Por ejemplo, la presión óptima de recalentamiento para un ciclo con una presión de caldera de 12 MPa es aproximadamente de 3 MPa.

Recuerde que el único propósito del ciclo de recalentamiento es reducir el contenido de humedad del vapor en las etapas finales del proceso de expansión. Si se contara con materiales que soportaran temperaturas suficientemente altas, no habría necesidad del ciclo de recalentamiento.

EJEMPLO 10-4 El ciclo Rankine ideal con recalentamiento

Considere una central eléctrica de vapor que opera con el ciclo Rankine ideal con recalentamiento. El vapor entra a la turbina de alta presión a 15 MPa y 600°C y se condensa a una presión de 10 kPa. Si el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina de baja presión no excede de 10.4 por ciento, determine *a)* la presión a la que el vapor se debe recalentar y *b)* la eficiencia térmica del ciclo. Suponga que el vapor se recalienta hasta la temperatura de entrada de la turbina de alta presión.

Solución Se tiene una central eléctrica de vapor que opera con el ciclo Rankine ideal con recalentamiento. Se determinarán la presión de recalentamiento y la eficiencia térmica para un contenido de humedad especificado a la salida de la turbina.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El esquema de la central y el diagrama *T-s* del ciclo se presentan en la figura 10-13. Se observa que la central opera con el ciclo Rankine ideal con recalentamiento, la turbina y la bomba son isentrópicas, no hay caídas de presión en la caldera ni en el condensador, y el vapor sale del condensador y entra a la bomba como líquido saturado a la presión del condensador.

a) La presión de recalentamiento se determina a partir del requerimiento de que las entropías en los estados 5 y 6 sean las mismas:

Estado 6: $P_6 = 10\ \text{kPa}$

$x_6 = 0.896 \quad (\text{mezcla saturada})$

$$s_6 = s_f + x_6 s_{fg} = 0.6492 + 0.896(7.4996) = 7.3688\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Además,

$$h_6 = h_f + x_6 h_{fg} = 191.81 + 0.896(2\,392.1) = 2\,335.1\ \text{kJ/kg}$$

De modo que,

Estado 5: $T_5 = 600°\text{C}$, $s_5 = s_6$ $\Rightarrow$ $P_5 = \mathbf{4.0\ MPa}$, $h_5 = 3\,674.9\ \text{kJ/kg}$

Por lo tanto, el vapor debe recalentarse a una presión de 4 MPa o menor para evitar un contenido de humedad superior a 10.4 por ciento.

b) Para determinar la eficiencia térmica, es necesario saber las entalpías en todos los demás estados:

Estado 1: $P_1 = 10$ kPa, Líquido saturado $\Rightarrow$ $h_1 = h_{f\,@\,10\text{ kPa}} = 191.81$ kJ/kg, $v_1 = v_{f\,@\,10\text{ kPa}} = 0.00101\ \text{m}^3/\text{kg}$

Estado 2: $P_2 = 15$ MPa

$$s_2 = s_1$$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101\ \text{m}^3/\text{kg}) \times [(15\,000 - 10)\text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 15.14\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba,entrada}} = (191.81 + 15.14)\ \text{kJ/kg} = 206.95\ \text{kJ/kg}$$

Estado 3: $P_3 = 15$ MPa, $T_3 = 600°\text{C}$ $\Rightarrow$ $h_3 = 3\,583.1$ kJ/kg, $s_3 = 6.6796$ kJ/kg · K

Estado 4: $P_4 = 4$ MPa, $s_4 = s_3$ $\Rightarrow$ $h_4 = 3\,155.0$ kJ/kg, $(T_4 = 375.5°\text{C})$

De modo que

$$q_{\text{entrada}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$= (3\,583.1 - 206.95)\ \text{kJ/kg} + (3\,674.9 - 3\,155.0)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 3\,896.1\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = h_6 - h_1 = (2\,335.1 - 191.81)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 2\,143.3\ \text{kJ/kg}$$

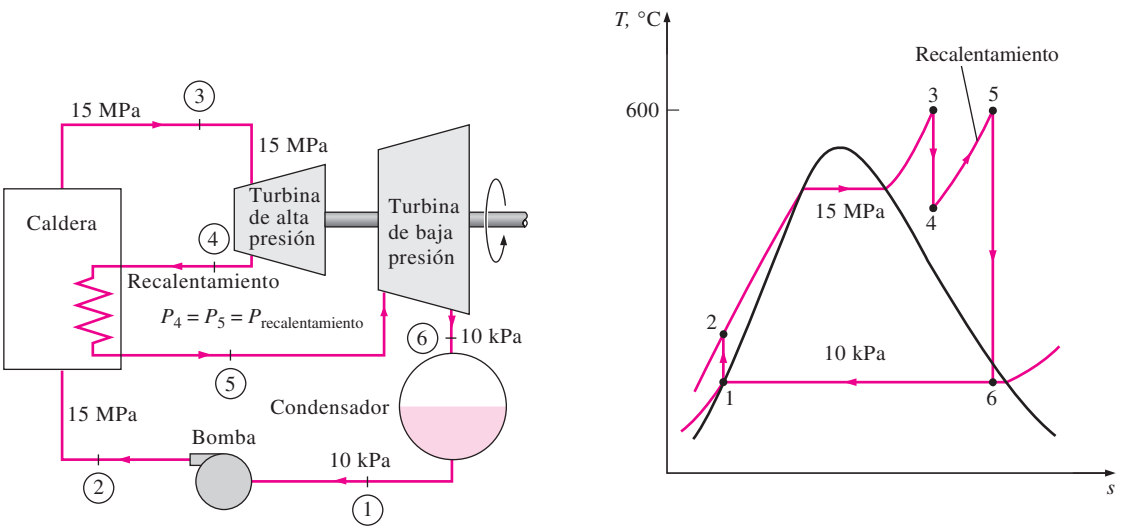


FIGURA 10-13

Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-4.

y

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{2\,143.3 \text{ kJ/kg}}{3\,896.1 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0.450 \text{ o } 45.0\%}$$

Explicación Este problema fue resuelto en el ejemplo 10-3*c* para los mismos límites de presión y temperatura, pero sin el proceso de recalentamiento. Una comparación de los dos resultados revela que el recalentamiento reduce el contenido de humedad de 19.6 a 10.4 por ciento mientras que incrementa la eficiencia térmica de 43.0 a 45.0 por ciento.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 10, SECC. 4 EN EL DVD.

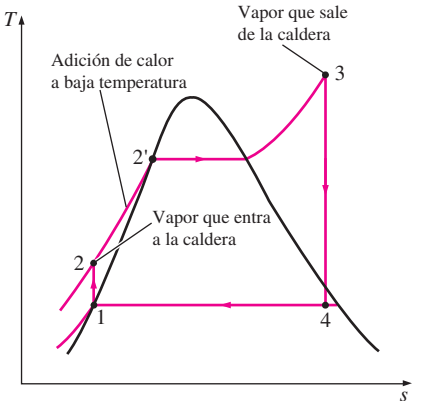


FIGURA 10-14

La primera parte del proceso de adición de calor en la caldera sucede a temperaturas relativamente bajas.

10-6 ▪ EL CICLO RANKINE IDEAL REGENERATIVO

Un examen cuidadoso del diagrama *T-s* del ciclo Rankine dibujado en la figura 10-14 revela que el calor se transfiere al fluido de trabajo durante el proceso 2-2′ a una temperatura relativamente baja. Esto reduce la temperatura promedio a la que se añade el calor y por consiguiente la eficiencia del ciclo.

Para remediar esta deficiencia, busquemos la manera de elevar la temperatura del líquido que sale de la bomba (llamado *agua de alimentación*) antes de que entre a la caldera. Una posibilidad es transferir calor al agua de alimentación del vapor de expansión en un intercambiador de calor a contraflujo integrado a la turbina, esto es, utilizar **regeneración**. Sin embargo, esta solución es impráctica debido a que es difícil diseñar tal intercambiador de calor porque incrementaría el contenido de humedad del vapor en las etapas finales de la turbina.

Un proceso de regeneración práctico en las centrales eléctricas de vapor se logra con la extracción o "drenado" del vapor de la turbina en diversos puntos. Este vapor, que podría producir más trabajo si se expande aún más en la turbina, se utiliza en cambio para calentar el agua de alimentación. El dispositivo donde el agua de alimentación se calienta mediante regeneración se llama **regenerador** o **calentador de agua de alimentación** (**CAA**).

La regeneración no sólo mejora la eficiencia del ciclo, también proporciona un medio conveniente de desairear el agua de alimentación (al eliminar el aire que se filtra en el condensador) para evitar la corrosión en la caldera. Asimismo, ayuda a controlar el gran flujo volumétrico del vapor en las etapas finales de la turbina (debido a los grandes volúmenes específicos a bajas presiones). Por consiguiente, la regeneración se utiliza en todas las centrales eléctricas de vapor modernas desde su introducción a principios de la década de los años veinte.

Un calentador del agua de alimentación es un intercambiador de calor donde éste se transfiere del vapor al agua de alimentación mediante la mezcla de cualquiera de las dos corrientes de fluido (calentadores de agua de alimentación abiertos) o sin mezclarlas (calentadores de agua de alimentación cerrados). La regeneración con ambos tipos de calentadores de agua de alimentación se estudia a continuación.

Calentadores abiertos de agua de alimentación

Un **calentador abierto de agua de alimentación** (o **de contacto directo**) es básicamente una *cámara de mezclado* en la que el vapor extraído de la turbina se mezcla con el agua de alimentación que sale de la bomba. Idealmente, la mezcla sale del calentador como líquido saturado a la presión del calentador. El esquema de la central eléctrica de vapor con un calentador abierto de agua de alimentación (denominado también *ciclo regenerativo de una sola etapa*) y el diagrama *T-s* del ciclo se muestran en la figura 10-15.

En un ciclo Rankine ideal regenerativo, el vapor entra a la turbina a la presión de la caldera (estado 5) y se expande isentrópicamente hasta una presión intermedia (estado 6). Se extrae un poco de vapor en este estado y se envía al calentador de agua de alimentación, mientras el vapor restante continúa su expansión isentrópica hasta la presión del condensador (estado 7). Este vapor sale del condensador como líquido saturado a la presión del condensador (estado 1). El agua condensada, que también es llamada *agua de alimentación*, entra después a una bomba isentrópica, donde se comprime hasta la presión del calentador del agua de alimentación (estado 2) y se envía al calentador de agua de alimentación, donde se mezcla con el vapor extraído de la turbina. La fracción del vapor extraído es tal que la mezcla sale del calentador como líquido saturado a la presión del calentador (estado 3). Una segunda bomba eleva la presión del agua hasta la presión de la caldera (estado 4). El ciclo se completa con el calentamiento del agua en la caldera hasta el estado de entrada de la turbina (estado 5).

Al analizar centrales eléctricas de vapor es más conveniente trabajar con cantidades expresadas por unidad de masa del vapor que circula por la caldera. Por cada 1 kg de vapor que sale de la caldera, y kg se expanden de manera parcial en la turbina y se extraen en el estado 6. El resto $(1 - y)$ kg se expande por completo hasta la presión del condensador. Por consiguiente, los flujos másicos son diferentes en distintos componentes. Por ejemplo, si el flujo másico a través de la caldera es $\dot{m}$, será de $(1 - y)\dot{m}$ a través del condensador. Este aspecto del ciclo Rankine regenerativo debe considerarse en el análisis del ciclo así como en la interpretación de las áreas en el diagrama *T-s*. De acuerdo con la figura 10-15, el calor y las interacciones de trabajo de un ciclo Rankine regenerativo con un calentador de agua de alimentación pueden expresarse por unidad de masa de vapor que fluye a través de la caldera como:

$$q_{\text{entrada}} = h_5 - h_4 \quad \textbf{(10-14)}$$

$$q_{\text{salida}} = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad \textbf{(10-15)}$$

$$w_{\text{turbina,salida}} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \quad \textbf{(10-16)}$$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = (1 - y)w_{\text{bomba I,entrada}} + w_{\text{bomba II,entrada}} \quad \textbf{(10-17)}$$

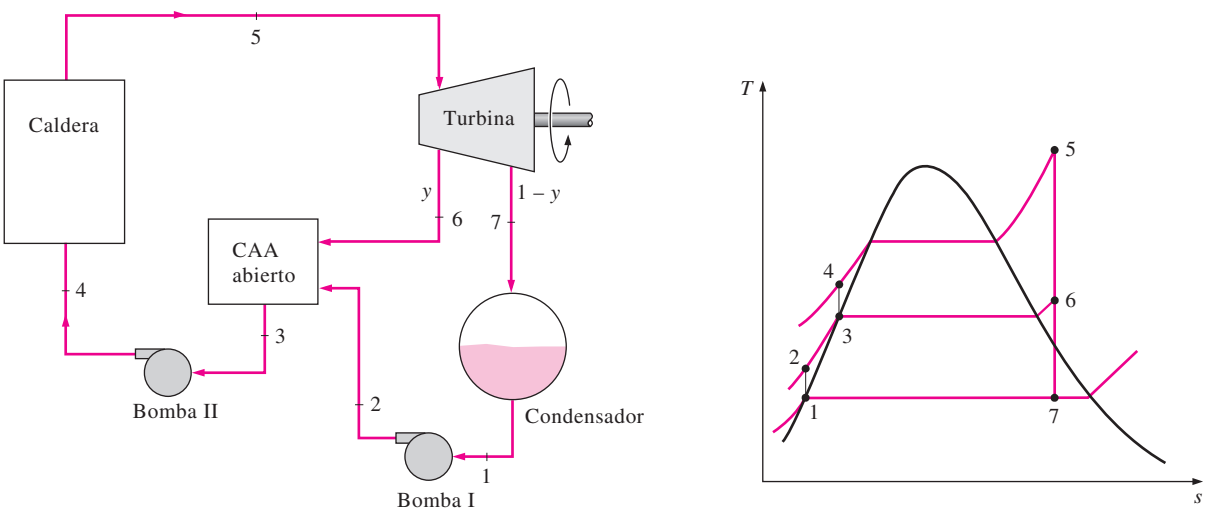


FIGURA 10-15
Ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación.

donde

$$y = \dot{m}_6/\dot{m}_5 \qquad \text{(fracción de vapor extraído)}$$

$$w_{\text{bomba I,entrada}} = v_1(P_2 - P_1)$$

$$w_{\text{bomba II,entrada}} = v_3(P_4 - P_3)$$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine aumenta como resultado de la regeneración. Esto se debe a que la regeneración eleva la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al vapor en la caldera aumentando la temperatura del agua antes de que entre a la caldera. La eficiencia del ciclo se incrementa aún más cuando aumenta el número de calentadores de agua de alimentación. Muchas grandes centrales que operan en la actualidad utilizan hasta ocho calentadores de agua de alimentación; el número óptimo se determina con base en consideraciones económicas. El uso de un calentador de agua de alimentación adicional no puede ser justificado a menos que ahorre más en relación con los costos del combustible que respecto a su propio costo.

Calentadores cerrados de agua de alimentación

Otro tipo de calentador de agua de alimentación frecuentemente utilizado en las centrales eléctricas de vapor es el **calentador cerrado de agua de alimentación**, en el cual el calor se transfiere del vapor extraído hacia el agua de alimentación sin que suceda ninguna mezcla. Las dos corrientes pueden estar a presiones diferentes, puesto que no se mezclan. El esquema de la central eléctrica de vapor con un calentador cerrado de agua de alimentación y el diagrama *T-s* del ciclo se muestran en la figura 10-16. En un calentador cerrado de agua de alimentación ideal el agua de alimentación se calienta hasta la temperatura de salida del vapor extraído, que idealmente sale del calentador como líquido saturado a la presión de extracción. En las centrales eléctricas reales, el agua de alimentación sale del calentador bajo una temperatura menor a la de salida del vapor extraído porque se requiere una diferencia de

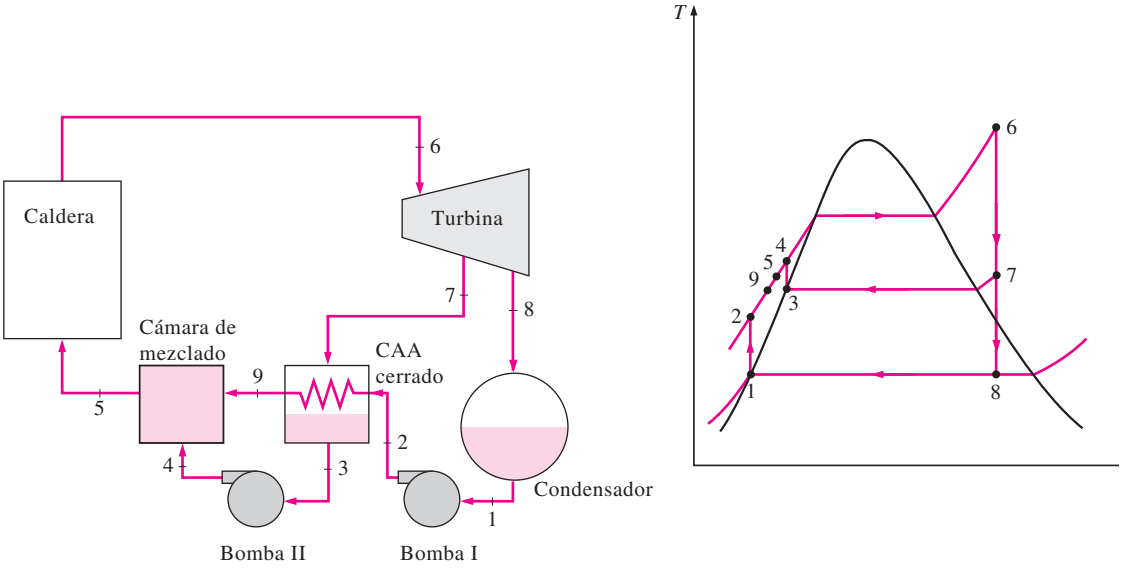


FIGURA 10-16

El ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador cerrado de agua de alimentación.

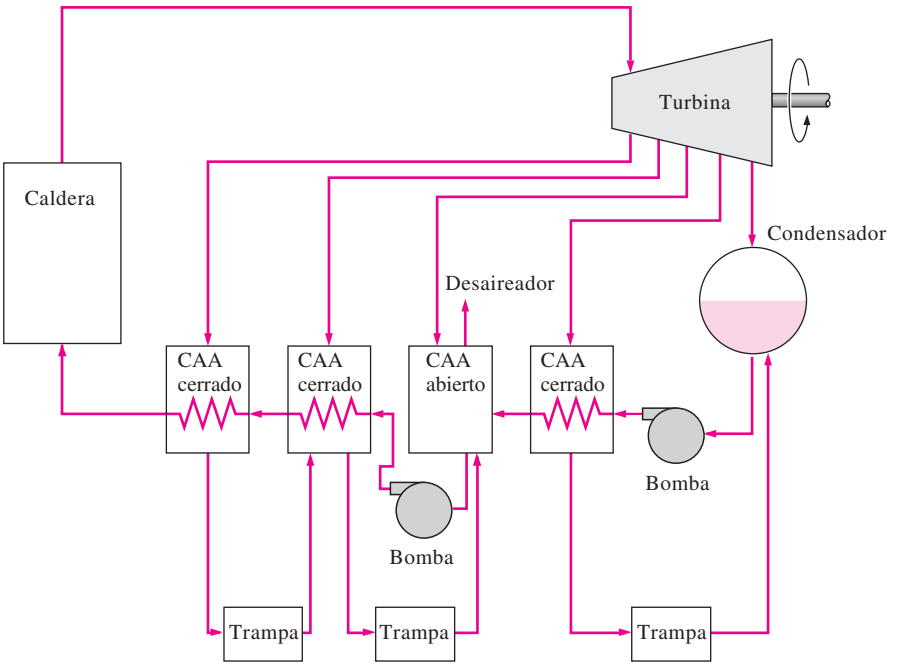


FIGURA 10-17

Una central eléctrica de vapor con un calentador abierto y tres calentadores cerrados de agua de alimentación.

temperatura de al menos unos cuantos grados para conseguir cualquier transferencia de calor efectiva.

Después, el vapor condensado se bombea a la línea del agua de alimentación o se envía a otro calentador o al condensador mediante un dispositivo llamado **trampa**, la cual permite que el líquido sea estrangulado hasta una región de presión inferior, pero *atrapa* el vapor. La entalpía del vapor permanece constante durante este proceso de estrangulación.

Los calentadores abiertos y cerrados de agua de alimentación pueden ser comparados de la siguiente manera. Los abiertos son simples y económicos y tienen buenas características para la transferencia de calor. También llevan al agua de alimentación al estado de saturación. Sin embargo, cada calentador requiere una bomba para manejar el agua de alimentación. Por su parte, los cerrados son más complejos debido a la red de tuberías internas, de manera que resultan más caros. La transferencia de calor en los calentadores cerrados de agua de alimentación es menos efectiva porque no se permite que las dos corrientes entren en contacto directo. No obstante, los calentadores cerrados de agua de alimentación no requieren una bomba independiente para cada calentador, ya que el vapor extraído y el agua de alimentación pueden estar a presiones diferentes. La mayor parte de las centrales eléctricas de vapor utilizan una combinación de calentadores abiertos y cerrados, de agua de alimentación, como se muestra en la figura 10-17.

EJEMPLO 10-5 El ciclo Rankine ideal regenerativo

Considere una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. El vapor entra a la turbina a 15 MPa y 600°C, y se condensa en el condensador a una

presión de 10 kPa. Un poco de vapor sale de la turbina a una presión de 1.2 MPa y entra al calentador abierto de agua de alimentación. Determine la fracción de vapor extraída de la turbina y la eficiencia térmica del ciclo.

Solución Se tiene una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. Se determinarán la fracción de vapor extraída de la turbina y la eficiencia térmica.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El esquema de la central eléctrica y el diagrama *T-s* del ciclo se muestra en la figura 10-18. Se observa que la central eléctrica opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo, por consiguiente las turbinas y las bombas son isentrópicas; no hay caídas de presión en la caldera ni en el condensador, tampoco en el calentador de agua de alimentación; y el vapor sale del condensador y del calentador de agua de alimentación como líquido saturado. Primero, determine las entalpías en diferentes estados:

Estado 1: $P_1 = 10\ \text{kPa}$, Líquido saturado $\Rightarrow$ $h_1 = h_{f\,@\,10\,\text{kPa}} = 191.81\ \text{kJ/kg}$, $v_1 = v_{f\,@\,10\,\text{kPa}} = 0.00101\ \text{m}^3/\text{kg}$

Estado 2: $P_2 = 1.2\ \text{MPa}$

$$s_2 = s_1$$

$$w_{\text{bomba I,entrada}} = v_1(P_2 - P_1) = (0.00101\ \text{m}^3/\text{kg})[(1\,200 - 10)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 1.20\ \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba I,entrada}} = (191.81 + 1.20)\ \text{kJ/kg} = 193.01\ \text{kJ/kg}$$

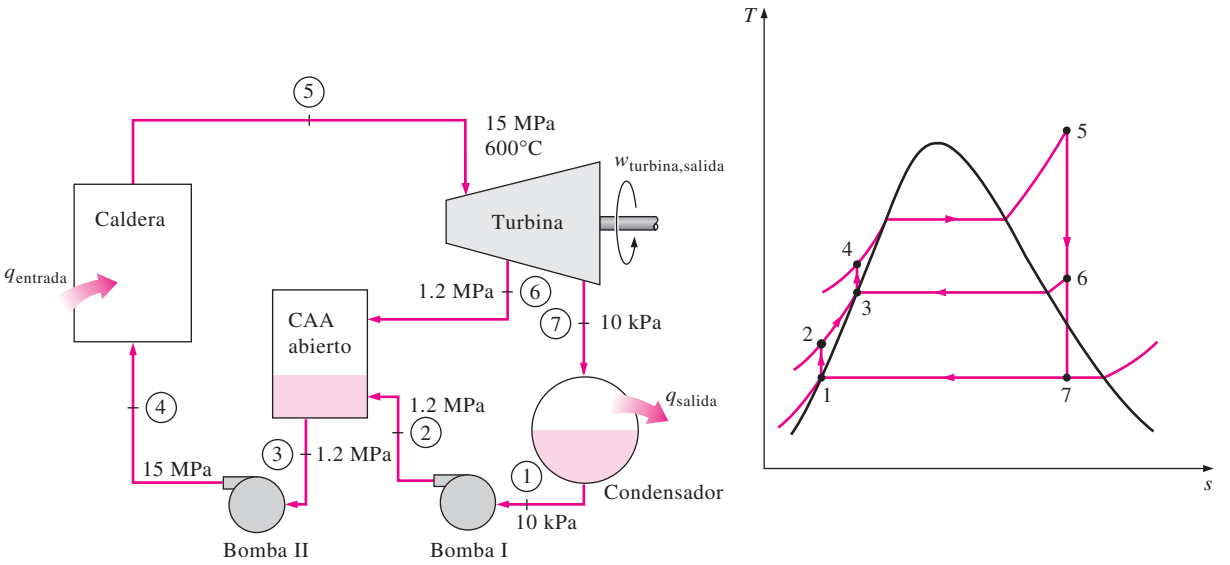


FIGURA 10-18
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-5.

Estado 3: $P_3 = 1.2$ MPa, Líquido saturado $\Big\}$ $v_3 = v_{f\,@\,1.2\text{ MPa}} = 0.001138\ \text{m}^3/\text{kg}$, $h_3 = h_{f\,@\,1.2\text{ MPa}} = 798.33\ \text{kJ/kg}$

Estado 4: $P_4 = 15$ MPa

$$s_4 = s_3$$

$$w_{\text{bomba II,entrada}} = v_3(P_4 - P_3)$$

$$= (0.001138\ \text{m}^3/\text{kg})[(15\,000 - 1\,200)\ \text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$

$$= 15.70\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 = h_3 + w_{\text{bomba II,entrada}} = (798.33 + 15.70)\ \text{kJ/kg} = 814.03\ \text{kJ/kg}$$

Estado 5: $P_5 = 15$ MPa, $T_5 = 600°\text{C}$ $\Big\}$ $h_5 = 3\,583.1\ \text{kJ/kg}$, $s_5 = 6.6796\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$

Estado 6: $P_6 = 1.2$ MPa, $s_6 = s_5$ $\Big\}$ $h_6 = 2\,860.2\ \text{kJ/kg}$ $(T_6 = 218.4°\text{C})$

Estado 7: $P_7 = 10$ kPa

$$s_7 = s_5 \qquad x_7 = \frac{s_7 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.6796 - 0.6492}{7.4996} = 0.8041$$

$$h_7 = h_f + x_7 h_{fg} = 191.81 + 0.8041(2\,392.1) = 2\,115.3\ \text{kJ/kg}$$

El análisis de energía de los calentadores abiertos de agua de alimentación es idéntico al de las cámaras de mezclado. Los calentadores de agua de alimentación por lo general están bien aislados ($\dot{Q} = 0$) y no involucran ninguna interacción de trabajo ($\dot{W} = 0$). Si se ignoran las energías cinética y potencial de las corrientes, el balance de energía para un calentador de agua de alimentación se reduce a

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}} \rightarrow \sum_{\text{entrada}} \dot{m}h = \sum_{\text{salida}} \dot{m}h$$

o

$$yh_6 + (1 - y)h_2 = 1(h_3)$$

donde y es la fracción de vapor extraído de la turbina ($= \dot{m}_6/\dot{m}_5$). Al resolver para y y sustituir los valores de entalpía se obtiene

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2} = \frac{798.33 - 193.01}{2\,860.2 - 193.01} = \mathbf{0.2270}$$

Por consiguiente,

$$q_{\text{entrada}} = h_5 - h_4 = (3\,583.1 - 814.03)\ \text{kJ/kg} = 2\,769.1\ \text{kJ/kg}$$

$$q_{\text{salida}} = (1 - y)(h_7 - h_1) = (1 - 0.2270)(2\,115.3 - 191.81)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 1\,486.9\ \text{kJ/kg}$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,486.9\ \text{kJ/kg}}{2\,769.1\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.463\ o\ 46.3\%}$$

Explicación Este problema se trabajó en el ejemplo 10-3*c* para los mismos límites de presión y temperatura pero sin el proceso de regeneración. Una comparación de los dos resultados revela que la eficiencia térmica del ciclo ha aumentado de 43.0 a 46.3 por ciento debido a la regeneración. La salida neta de trabajo disminuye en 171 kJ/kg, pero la entrada de calor se reduce en 607 kJ/kg, lo que produce un incremento neto en la eficiencia térmica.

EJEMPLO 10-6 El ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento

Considere una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento, con dos calentadores de agua de alimentación, uno abierto y otro cerrado, además de un recalentador. El vapor entra a la turbina a 15 MPa y 600°C y se condensa a una presión de 10 kPa. Algo de vapor se extrae de la turbina a 4 MPa para el calentador cerrado, mientras que el resto se recalienta a la misma presión hasta 600°C. El vapor extraído se condensa por completo en el calentador y se bombea hasta 15 MPa antes de mezclarse con el agua de alimentación a la misma presión. El vapor para el calentador abierto se extrae de la turbina de baja presión a una presión de 0.5 MPa. Determine la fracción de vapor extraído de la turbina, así como la eficiencia térmica del ciclo.

Solución Se tiene una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento, equipada con un calentador abierto de agua de alimentación, otro cerrado de agua de alimentación y un recalentador. Se determinarán la fracción de vapor extraído de la turbina y la eficiencia térmica.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes. **3** En ambos calentadores de agua de alimentación, abierto y cerrado, el agua de alimentación es calentada a una temperatura de saturación a la presión del calentador de agua de alimentación. (Observe que ésta es una suposición conservadora porque el vapor extraído entra al calentador cerrado a 376°C y la temperatura de saturación a una presión de 4 MPa es de 250°C.)

Análisis El esquema de la central eléctrica y el diagrama T-s del ciclo se muestran en la figura 10-19. La central eléctrica opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con recalentamiento y por lo tanto las bombas y las turbinas son isentrópicas; no hay caídas de presión en la caldera, el recalentador, el condensador y los calentadores de agua de alimentación; además, el vapor sale del condensador y de los calentadores de agua de alimentación como líquido saturado.

Las entalpías en los diversos estados y el trabajo de las bombas por unidad de masa del fluido que circula a través de ellas son

$$h_1 = 191.81 \text{ kJ/kg} \qquad h_9 = 3\,155.0 \text{ kJ/kg}$$
$$h_2 = 192.30 \text{ kJ/kg} \qquad h_{10} = 3\,155.0 \text{ kJ/kg}$$
$$h_3 = 640.09 \text{ kJ/kg} \qquad h_{11} = 3\,674.9 \text{ kJ/kg}$$
$$h_4 = 643.92 \text{ kJ/kg} \qquad h_{12} = 3\,014.8 \text{ kJ/kg}$$
$$h_5 = 1\,087.4 \text{ kJ/kg} \qquad h_{13} = 2\,335.7 \text{ kJ/kg}$$
$$h_6 = 1\,087.4 \text{ kJ/kg} \qquad w_{\text{bomba I,entrada}} = 0.49 \text{ kJ/kg}$$
$$h_7 = 1\,101.2 \text{ kJ/kg} \qquad w_{\text{bomba II,entrada}} = 3.83 \text{ kJ/kg}$$
$$h_8 = 1\,089.8 \text{ kJ/kg} \qquad w_{\text{bomba III,entrada}} = 13.77 \text{ kJ/kg}$$

Las fracciones de vapor extraído se determinan a partir de los balances de masa y de energía de los calentadores de agua de alimentación:
Calentador cerrado de agua de alimentación:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$yh_{10} + (1 - y)h_4 = (1 - y)h_5 + yh_6$$

$$y = \frac{h_5 - h_4}{(h_{10} - h_6) + (h_5 - h_4)} = \frac{1\,087.4 - 643.92}{(3\,155.0 - 1\,087.4) + (1\,087.4 - 643.92)} = \mathbf{0.1766}$$

Calentador abierto de agua de alimentación:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$zh_{12} + (1 - y - z)h_2 = (1 - y)h_3$$

$$z = \frac{(1 - y)(h_3 - h_2)}{h_{12} - h_2} = \frac{(1 - 0.1766)(640.09 - 192.30)}{3\,014.8 - 192.30} = \mathbf{0.1306}$$

La entalpía del estado 8 se determina al aplicar las ecuaciones de conservación de masa y de energía para la cámara de mezclado, la cual se considera que está aislada:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$(1)h_8 = (1 - y)h_5 + yh_7$$

$$h_8 = (1 - 0.1766)(1\,087.4)\ \text{kJ/kg} + 0.1766(1\,101.2)\ \text{kJ/kg}$$

$$= 1\,089.8\ \text{kJ/kg}$$

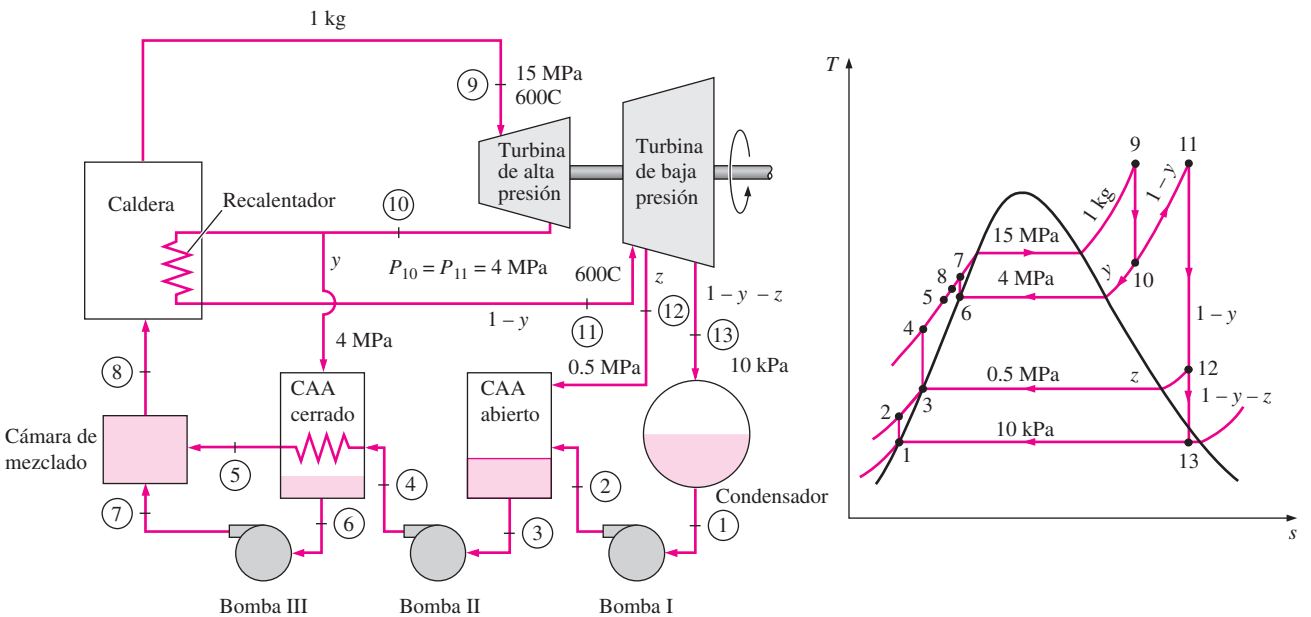


FIGURA 10-19
Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-6.

Por consiguiente,

$$\begin{aligned} q_{\text{entrada}} &= (h_9 - h_8) + (1 - y)(h_{11} - h_{10}) \\ &= (3\,583.1 - 1\,089.8)\ \text{kJ/kg} + (1 - 0.1766)(3\,674.9 - 3\,155.0)\ \text{kJ/kg} \\ &= 2\,921.4\ \text{kJ/kg} \\ q_{\text{salida}} &= (1 - y - z)(h_{13} - h_1) \\ &= (1 - 0.1766 - 0.1306)(2\,335.7 - 191.81)\ \text{kJ/kg} \\ &= 1\,485.3\ \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{1\,485.3\ \text{kJ/kg}}{2\,921.4\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0.492\ o\ 49.2\%}$$

Explicación Este problema se trabajó en el ejemplo 10-4 para los mismos límites de presión y temperatura con recalentamiento, pero sin el proceso de regeneración. Al comparar los dos resultados se revela que la eficiencia térmica del ciclo ha aumentado de 45.0 a 49.2 por ciento como consecuencia de la regeneración.

La eficiencia térmica de este ciclo también podría ser determinada a partir de

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}}}{q_{\text{entrada}}}$$

donde

$$w_{\text{turbina,salida}} = (h_9 - h_{10}) + (1 - y)(h_{11} - h_{12}) + (1 - y - z)(h_{12} - h_{13})$$

$$w_{\text{bomba,entrada}} = (1 - y - z)w_{\text{bomba I,entrada}} + (1 - y)w_{\text{bomba II,entrada}} + (y)w_{\text{bomba III,entrada}}$$

Asimismo, si suponemos que el agua de alimentación sale del calentador cerrado de agua de alimentación (CAA) como líquido saturado a 15 MPa (y por lo tanto a $T_5 = 342°\text{C}$ y $h_5 = 1\,610.3$ kJ/kg), se puede demostrar que la eficiencia térmica será 50.6.

10-7 ▪ ANÁLISIS DE LA SEGUNDA LEY EN CICLOS DE POTENCIA DE VAPOR

El ciclo de Carnot ideal es un *ciclo totalmente reversible*, por ello no incluye ninguna irreversibilidad. Sin embargo, los ciclos Rankine ideales (simple, con recalentamiento o regenerativo) únicamente son *internamente reversibles* y pueden incluir irreversibilidades externas al sistema, como la transferencia de calor debida a una diferencia de temperatura finita. Un análisis de la segunda ley en estos ciclos revelará dónde suceden las irreversibilidades más grandes y cuáles son sus magnitudes.

Las relaciones para la exergía y la destrucción de exergía en sistemas de flujo estable se desarrollaron en el capítulo 8. La destrucción de exergía en un sistema de flujo estable se expresa, en la forma de tasa, como

$$\dot{X}_{\text{destr}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = T_0(\dot{S}_{\text{salida}} - \dot{S}_{\text{entrada}}) = T_0\left(\sum_{\text{salida}} \dot{m}s + \frac{\dot{Q}_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \sum_{\text{entrada}} \dot{m}s - \frac{\dot{Q}_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}}\right) \quad \text{(kW)} \tag{10-18}$$

o por unidad de masa en un dispositivo de flujo estable que posee una entrada y una salida

$$x_{\text{destr}} = T_0 s_{\text{gen}} = T_0\left(s_e - s_i + \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}}\right) \quad \text{(kJ/kg)} \tag{10-19}$$

donde $T_{b,\text{entrada}}$ y $T_{b,\text{salida}}$ son las temperaturas de la frontera del sistema donde el calor se transfiere tanto hacia dentro como hacia fuera del sistema, respectivamente.

La destrucción de exergía asociada a un *ciclo* depende de la magnitud de la transferencia de calor con los depósitos de alta y baja temperatura involucrados, así como de sus temperaturas. Se expresa por unidad de masa como

$$x_{\text{destr}} = T_0\left(\sum \frac{q_{\text{salida}}}{T_{b,\text{salida}}} - \sum \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{b,\text{entrada}}}\right) \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(10-20)}$$

Para un ciclo que sólo incluye transferencia de calor con una fuente a T_H y un sumidero a T_L, la destrucción de exergía se vuelve

$$x_{\text{destr}} = T_0\left(\frac{q_{\text{salida}}}{T_L} - \frac{q_{\text{entrada}}}{T_{\text{H}}}\right) \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(10-21)}$$

La exergía de una corriente de fluido y en cualquier estado puede determinarse a partir de

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(10-22)}$$

donde el subíndice "0" denota el estado en que se hallan los alrededores.

EJEMPLO 10-7 Análisis de la segunda ley de un ciclo Rankine ideal

Determine la destrucción de exergía asociada con el ciclo Rankine (la totalidad de los cuatro procesos, así como del ciclo) analizado en el ejemplo 10-1. Suponga que el calor se transfiere al vapor en un horno a 1 600 K y que el calor se rechaza hacia un medio de enfriamiento a 290 K y 100 kPa. Determine también la exergía del vapor que sale de la turbina.

Solución Se reconsidera el ciclo Rankine analizado en el ejemplo 10-1. Para las temperaturas de la fuente y el sumidero especificadas, se determinarán la destrucción de exergía asociada con el ciclo y la exergía del vapor que sale de la turbina.

Análisis En el ejemplo 10-1 se determinó que la entrada de calor era de 2 728.6 kJ/kg y que el calor rechazado correspondía a 2 018.6 kJ/kg.

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos ($s_1 = s_2$, $s_3 = s_4$), por consiguiente no implican ninguna irreversibilidad interna o externa, esto es,

$$x_{\text{destr},12} = \mathbf{0} \quad \text{y} \quad x_{\text{destr},34} = \mathbf{0}$$

Los procesos 2-3 y 4-1 son de adición y rechazo de calor a presión constante, respectivamente, además de ser internamente reversibles. Pero la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la fuente o el sumidero suceden debido a una diferencia finita de temperatura, lo que hace irreversibles a ambos procesos. La irreversibilidad asociada con cada proceso se determina a partir de la ecuación 10-19. La entropía del vapor en cada estado se determina de las tablas de vapor:

$$s_2 = s_1 = s_{f\,@\,75\text{ kPa}} = 1.2132\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$
$$s_4 = s_3 = 6.7450\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} \qquad (\text{a } 3\text{ MPa}, 350°\text{C})$$

Por lo tanto,

$$\begin{aligned} x_{\text{destr},23} &= T_0\left(s_3 - s_2 - \frac{q_{\text{entrada},23}}{T_{\text{fuente}}}\right) \\ &= (290\text{ K})\left[(6.7450 - 1.2132)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} - \frac{2\,728.6\ \text{kJ/kg}}{1\,600\text{ K}}\right] \\ &= \mathbf{1\,110\ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$x_{\text{destr,41}} = T_0\left(s_1 - s_4 + \frac{q_{\text{salida,41}}}{T_{\text{sumidero}}}\right)$$
$$= (290\ \text{K})\left[(1.2132 - 6.7450)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K} + \frac{2\,018.6\ \text{kJ/kg}}{290\ \text{K}}\right]$$
$$= \mathbf{414\ kJ/kg}$$

Por consiguiente, la irreversibilidad del ciclo es

$$x_{\text{destr,ciclo}} = x_{\text{destr,12}} + x_{\text{destr,23}} + x_{\text{destr,34}} + x_{\text{destr,41}}$$
$$= 0 + 1\,110\ \text{kJ/kg} + 0 + 414\ \text{kJ/kg}$$
$$= \mathbf{1\,524\ kJ/kg}$$

La exergía total destruida durante el ciclo también podría determinarse a partir de la ecuación 10-21. Observe que la mayor destrucción de exergía en el ciclo sucede durante el proceso de adición de calor. Así, cualquier intento por reducir la destrucción de exergía debe empezar con este proceso. Por ejemplo, elevar la temperatura del vapor a la entrada de la turbina reduciría la diferencia de temperatura y, en consecuencia, la destrucción de exergía.

La exergía (potencial de trabajo) del vapor que sale de la turbina se determina de la ecuación 10-22. Si se descartan las energías cinética y potencial del vapor, se reduce a

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) + \frac{V_4^2}{2}^{\nearrow 0} + gz_4^{\nearrow 0}$$
$$= (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)$$

donde

$$h_0 = h_{@\ 290\ \text{K},100\ \text{kPa}} \cong h_{f\ @\ 290\ \text{K}} = 71.355\ \text{kJ/kg}$$
$$s_0 = s_{@\ 290\ \text{K},100\ \text{kPa}} \cong s_{f\ @\ 290\ \text{K}} = 0.2533\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Por lo tanto,

$$\psi_4 = (2\,403.0 - 71.355)\ \text{kJ/kg} - (290\ \text{K})[(6.7450 - 0.2533)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}]$$
$$= \mathbf{449\ kJ/kg}$$

Explicación Observe que 449 kJ/kg de trabajo podrían obtenerse del vapor que sale de la turbina si ésta se conduce al estado de los alrededores de manera reversible.

10-8 ▪ COGENERACIÓN

En todos los ciclos analizados hasta ahora, el único propósito fue convertir en trabajo, la forma más valiosa de energía, una parte del calor transferido hacia el fluido de trabajo. La parte restante del calor se libera en ríos, lagos, océanos o atmósfera como calor de desecho, debido a que su calidad (o grado) es demasiado baja como para tener algún uso práctico. Desperdiciar una gran cantidad de calor es un precio que se tiene que pagar para producir trabajo, debido a que el trabajo eléctrico o mecánico es la única forma de energía sobre la que muchos dispositivos de ingeniería (como un ventilador) pueden operar.

Sin embargo, otros sistemas o dispositivos requieren la entrada de energía en forma de calor, también denominado *calor de proceso*. Algunas industrias que se sustentan en procesos de calor son la química, pulpa y papel, producción y refinación de petróleo, fabricación de acero, procesamiento de alimentos y textiles. El calor de proceso en estas industrias suele suministrarse por

medio de vapor entre 5 a 7 atmósferas y 150 a 200°C (de 300 a 400°F). La energía se transfiere al vapor quemando carbón, petróleo, gas natural u otro combustible en un horno.

A continuación examinamos de cerca la operación de una central de calentamiento de proceso. Descartando cualquier pérdida térmica en la tubería, se considera que todo el calor transferido hacia el vapor en la caldera se usa en las unidades de calentamiento de proceso, como muestra la figura 10-20. Por consiguiente, el calentamiento de proceso se asemeja a una operación perfecta, prácticamente sin desperdicio de energía. Sin embargo, según el punto de vista de la segunda ley, las cosas no son tan perfectas. La temperatura en los hornos por lo general es muy alta (alrededor de 1 400°C), por lo tanto la energía en el horno es de muy alta calidad. Esta energía de alta calidad se transfiere al agua para producir vapor a aproximadamente 200°C o una temperatura menor (un proceso altamente irreversible). Asociada con esta irreversibilidad está, desde luego, una pérdida en exergía o potencial de trabajo. Simplemente no es sensato utilizar energía de alta calidad para llevar a cabo una tarea que podría efectuarse con energía de baja calidad.

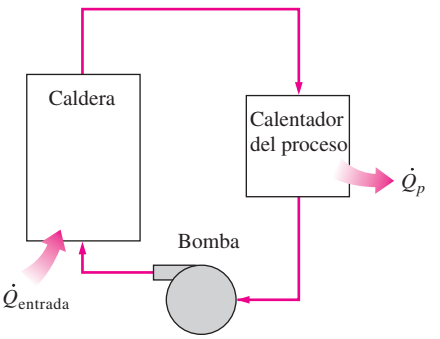


FIGURA 10-20
Una central simple de calentamiento de proceso.

Las industrias que utilizan grandes cantidades de calor de proceso también consumen una gran cantidad de energía eléctrica. Por consiguiente, desde el punto de vista de la ingeniería es más económico utilizar el potencial de trabajo ya existente para producir energía en vez de permitir que se desperdicie. El resultado es una central que produce electricidad mientras cubre los requerimientos de calor de proceso de ciertos procesos industriales. Una central de este tipo es llamada *central de cogeneración*. En general, la **cogeneración** es *la producción de más de una forma útil de energía (como calor de proceso y energía eléctrica) a partir de la misma fuente de energía.*

Tanto un ciclo de turbina de vapor (Rankine) como otro de turbina de gas (Brayton), o incluso ciclos combinados (analizado más adelante), pueden utilizarse como ciclos de potencia en una central de cogeneración. El esquema de una central ideal de cogeneración con turbina de vapor se muestra en la figura 10-21. Suponga que esta central va a suministrar calor de proceso $\dot{Q}_p$ a 500 kPa y a una tasa de 100 kW. Para cumplir esta demanda, el vapor se expande en la turbina hasta una presión de 500 kPa, produciendo potencia a una tasa de 20 kW. El flujo del vapor puede ajustarse de manera que éste salga de la sección de calentamiento de proceso como líquido saturado a 500 kPa. Después el vapor se bombea hasta la presión de la caldera y se calienta en ésta hasta el estado 3. El trabajo de la bomba suele ser muy pequeño y puede ser ignorado. Si se descarta toda pérdida de calor, la tasa de entrada de calor en la caldera se determina a partir de un balance de energía de 120 kW.

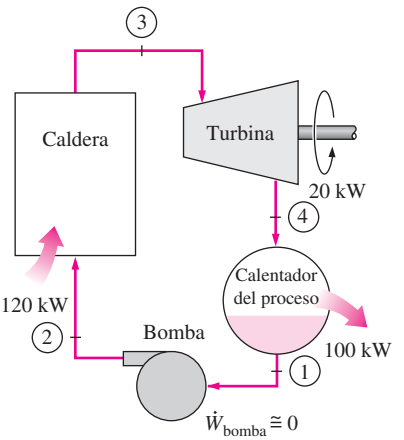


FIGURA 10-21
Una central ideal de cogeneración.

El rasgo más sorprendente de la central de cogeneración ideal de turbina de vapor que se muestra en la figura 10-21 es la ausencia de un condensador, de modo que ninguna cantidad de calor se libera en esta central como calor de desecho. En otras palabras, toda la energía transferida al vapor en la caldera se emplea ya sea como calor de proceso o como energía eléctrica. De tal manera que para una central de cogeneración es apropiado definir un **factor de utilización** ϵ_u como

$$\epsilon_u = \frac{\text{Salida de trabajo neto + Calor de proceso entregado}}{\text{Entrada total de calor}} = \frac{\dot{W}_{\text{neto}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \quad \textbf{(10-23)}$$

o

$$\epsilon_u = 1 - \frac{\dot{Q}_{\text{salida}}}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} \quad \textbf{(10-24)}$$

donde $\dot{Q}_{\text{salida}}$ representa el calor rechazado en el condensador. Estrictamente hablando, $\dot{Q}_{\text{salida}}$ incluye también todas las pérdidas térmicas indeseables de la

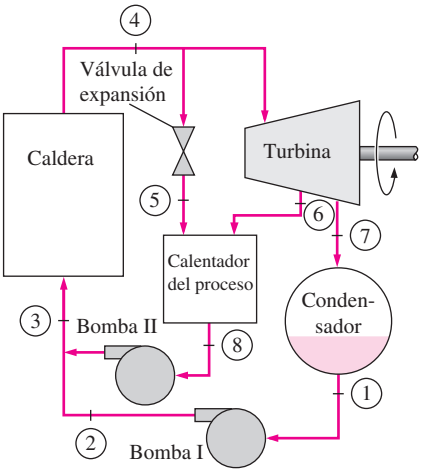


FIGURA 10-22
Una central de cogeneración con cargas ajustables.

tubería y otros componentes, aunque suelen ser pequeñas y por ello se consideran insignificantes. También incluye deficiencias de combustión, como combustión incompleta y pérdidas residuales cuando el factor de utilización se define con base en el poder calorífico del combustible. Obviamente, el factor de utilización de una central de cogeneración de turbina de vapor ideal es de 100 por ciento. Las centrales reales de cogeneración tienen factores de utilización tan altos como 80 por ciento. Algunas centrales de cogeneración recientes tienen incluso factores de utilización más altos.

Observe que sin la turbina sólo se necesitaría suministrar calor hacia el vapor en la caldera a una tasa de 100 kW en lugar de 120 kW. Los 20 kW adicionales de calor suministrados se convierten en trabajo. Por consiguiente, una central eléctrica de cogeneración es equivalente a una central de calentamiento de proceso combinada con una central eléctrica que tiene una eficiencia térmica de 100 por ciento.

La central de cogeneración ideal de turbina de vapor anteriormente descrita no es práctica porque no puede ajustarse a las variaciones en la potencia y en las cargas de calor de proceso. El esquema de una central de cogeneración más práctica (pero más compleja) se muestra en la figura 10-22. Bajo condiciones normales de operación, algo de vapor se extrae de la turbina a cierta presión intermedia predeterminada P_6. El resto del vapor se expande hasta la presión del condensador P_7 y después se enfría a presión constante. El calor rechazado desde el condensador representa el calor de desecho en el ciclo.

En los momentos de gran demanda de calor de proceso, todo el vapor se envía a las unidades de calentamiento de proceso mientras que nada se manda al condensador ($\dot{m}_7 = 0$). De este modo, el calor de desecho es cero. Si esto no es suficiente, se estrangula una parte del vapor que sale de la caldera mediante una válvula de expansión o de reducción de presión (VRP) hasta la presión de extracción P_6 y se envía a la unidad de calentamiento de proceso. El máximo calentamiento de proceso se alcanza cuando todo el vapor que sale de la caldera pasa a través de la VRP ($\dot{m}_5 = \dot{m}_4$). De este modo, ninguna potencia se produce. Cuando no hay demanda de calor de proceso, todo el vapor pasa a través de la turbina y el condensador ($\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$), y la central de cogeneración opera como una central ordinaria eléctrica de vapor. Las tasas de entrada de calor, calor rechazado y el suministro de calor de proceso, así como la potencia producida en esta central de cogeneración, se expresan como:

$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) \quad \textbf{(10-25)}$$

$$\dot{Q}_{\text{salida}} = \dot{m}_7(h_7 - h_1) \quad \textbf{(10-26)}$$

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_8 h_8 \quad \textbf{(10-27)}$$

$$\dot{W}_{\text{turbina}} = (\dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_4 - h_6) + \dot{m}_7(h_6 - h_7) \quad \textbf{(10-28)}$$

Bajo condiciones óptimas, una central de cogeneración simula a una central de cogeneración ideal como la anteriormente analizada. Es decir, todo el vapor se expande en la turbina hasta la presión de extracción y continúa hacia la unidad de calentamiento de proceso. Nada de vapor pasa por la VRP o el condensador, por lo tanto, no se rechaza calor de desecho ($\dot{m}_4 = \dot{m}_6$ y $\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = 0$). Esta condición es difícil de lograr en la práctica debido a las variaciones constantes en las cargas de calor de proceso y de potencia. Pero la central se debe diseñar de tal manera que las condiciones de operación se aproximen a las óptimas la mayor parte del tiempo.

El uso de la cogeneración data de principios del siglo XX, cuando las centrales eléctricas se integraron a la comunidad para proporcionar calentamiento en zonas urbanas, es decir, para espacios, agua caliente y calentamiento de proceso en edificios residenciales y comerciales. Los sistemas de calenta-

miento en zonas urbanas perdieron su popularidad en la década de los cuarenta del siglo XX debido a los bajos precios de los combustibles. Sin embargo, el rápido aumento de los precios en los combustibles durante los años setenta renovó el interés por el calentamiento en zonas urbanas.

Las centrales de cogeneración han probado ser económicamente muy atractivas. Consecuentemente, más y más de éstas se han instalado en los últimos años y se pronostica que serán instaladas aún más.

EJEMPLO 10-8 Una central ideal de cogeneración

Considere la central de cogeneración que se muestra en la figura 10-23. El vapor entra a la turbina a 7 MPa y 500°C. De la turbina se extrae un poco de vapor a 500 kPa para calentamiento de proceso, mientras el restante continúa su expansión hasta 5 kPa. Después el vapor se condensa a presión constante y se bombea hasta la presión de la caldera que está a 7 MPa. En momentos de alta demanda de calor de proceso, una parte del vapor que sale de la caldera se estrangula hasta 500 kPa y se envía al calentador de proceso. Las fracciones de extracción se ajustan de modo que el vapor que sale del calentador de proceso lo haga como líquido saturado a 500 kPa. En seguida se bombea hasta 7 MPa. El flujo másico de vapor a través de la caldera es de 15 kg/s. Si se descarta cualquier caída de presión y cualquier pérdida de calor en la tubería y se supone que la tubería y la bomba son isentrópicas, determine *a)* la tasa máxima a la cual puede suministrarse el calor de proceso, *b)* la potencia producida y el factor de utilización cuando no se suministra calor de proceso y *c)* la tasa de suministro de calor de proceso cuando 10 por ciento del vapor se extrae antes de que entre a la turbina, y cuando 70 por ciento del vapor se extrae de la turbina a 500 kPa para el calentamiento de proceso.

Solución Se tiene una central de cogeneración. Se determinará la tasa máxima del calor de proceso suministrada, la potencia producida y el factor de utilización cuando no se suministra calor de proceso, así como la tasa de suministro de calor de proceso cuando se extrae vapor de la línea de vapor y de la turbina a las tasas especificadas.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** La caída de presión y las pérdidas de calor en la tubería son insignificantes. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

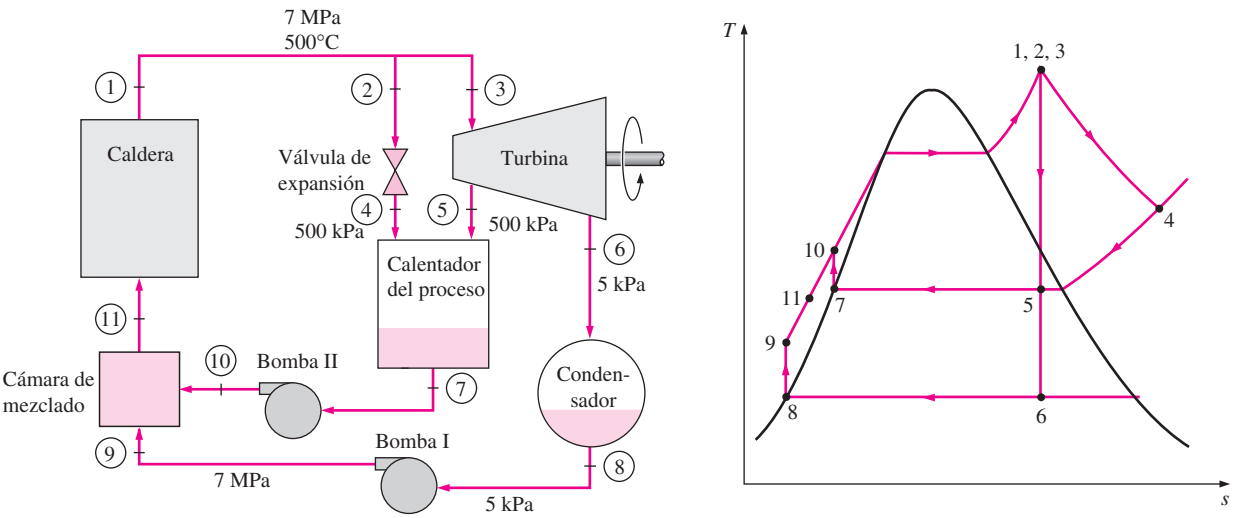


FIGURA 10-23

Esquema y diagrama *T-s* para el ejemplo 10-8.

Análisis El esquema de la central de cogeneración y el diagrama *T-s* del ciclo se muestran en la figura 10-23. La central opera en un ciclo ideal y en consecuencia las bombas y las turbinas son isentrópicas; no existen caídas de presión en la caldera, el calentador de proceso y el condensador; además, el vapor sale del condensador y el calentador de proceso como líquido saturado.

Las entradas de trabajo a las bombas y las entalpías en diversos estados son:

$$w_{\text{bomba I,entrada}} = v_8(P_9 - P_8) = (0.001005\ \text{m}^3/\text{kg})[(7\,000 - 5)\text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 7.03\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{bomba II,entrada}} = v_7(P_{10} - P_7) = (0.001093\ \text{m}^3/\text{kg})[(7\,000 - 500)\text{kPa}]\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right)$$
$$= 7.10\ \text{kJ/kg}$$

$$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3\,411.4\ \text{kJ/kg}$$
$$h_5 = 2\,739.3\ \text{kJ/kg}$$
$$h_6 = 2\,073.0\ \text{kJ/kg}$$
$$h_7 = h_{f\ @\ 500\ \text{kPa}} = 640.09\ \text{kJ/kg}$$
$$h_8 = h_{f\ @\ 5\ \text{kPa}} = 137.75\ \text{kJ/kg}$$
$$h_9 = h_8 + w_{\text{bomba I,entrada}} = (137.75 + 7.03)\ \text{kJ/kg} = 144.78\ \text{kJ/kg}$$
$$h_{10} = h_7 + w_{\text{bomba II,entrada}} = (640.09 + 7.10)\ \text{kJ/kg} = 647.19\ \text{kJ/kg}$$

a) La tasa máxima de calor de proceso se alcanza cuando todo el vapor que sale de la caldera se estrangula y se envía al calentador de proceso mientras que a la turbina no se envía nada (esto es, $\dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \dot{m}_1 = 15$ kg/s y $\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$). Por lo tanto,

$$\dot{Q}_{p,\text{máx}} = \dot{m}_1(h_4 - h_7) = (15\ \text{kg/s})[(3\,411.4 - 640.09)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{41\,570\ kW}$$

En este caso el factor de utilización es 100 por ciento porque nada de calor se rechaza desde el condensador y las pérdidas de calor de la tubería y los demás componentes se consideran insignificantes; tampoco se consideran pérdidas por combustión.

b) Cuando no se suministra calor de proceso, todo el vapor que sale de la caldera pasará a través de la turbina y se expandirá hasta la presión del condensador a 5 kPa (esto es, $\dot{m}_3 = \dot{m}_6 = \dot{m}_1 = 15$ kg/s y $\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = 0$). La potencia máxima se produce de este modo, por lo que se determina como

$$\dot{W}_{\text{turbina,salida}} = \dot{m}(h_3 - h_6) = (15\ \text{kg/s})[(3\,411.4 - 2\,073.0)\ \text{kJ/kg}] = 20\,076\ \text{kW}$$
$$\dot{W}_{\text{bomba,entrada}} = (15\ \text{kg/s})(7.03\ \text{kJ/kg}) = 105\ \text{kW}$$
$$\dot{W}_{\text{neto,salida}} = \dot{W}_{\text{turbina,salida}} - \dot{W}_{\text{bomba,entrada}} = (20\,076 - 105)\ \text{kW}$$
$$= 19\,971\ \text{kW} \cong \mathbf{20.0\ MW}$$
$$\dot{Q}_{\text{entrada}} = \dot{m}_1(h_1 - h_{11}) = (15\ \text{kg/s})[(3\,411.4 - 144.78)\ \text{kJ/kg}] = 48\,999\ \text{kW}$$

Por lo tanto,

$$\epsilon_u = \frac{\dot{W}_{\text{neto}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{entrada}}} = \frac{(19\,971 + 0)\ \text{kW}}{48\,999\ \text{kW}} = \mathbf{0.408\ o\ 40.8\%}$$

Es decir, 40.8 por ciento de la energía se utiliza con un propósito útil. Observe que en este caso el factor de utilización es equivalente a la eficiencia térmica.

c) Si se ignora cualquier cambio en la energía cinética y potencial, un balance de energía en el calentador de proceso produce

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{Q}_{p,\text{salida}} + \dot{m}_7 h_7$$

o

$$\dot{Q}_{p,\text{salida}} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_7 h_7$$

donde

$$\dot{m}_4 = (0.1)(15 \text{ kg/s}) = 1.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_5 = (0.7)(15 \text{ kg/s}) = 10.5 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 1.5 + 10.5 = 12 \text{ kg/s}$$

Por lo tanto

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{p,\text{salida}} &= (1.5 \text{ kg/s})(3\,411.4 \text{ kJ/kg}) + (10.5 \text{ kg/s})(2\,739.3 \text{ kJ/kg}) \\ &\quad - (12 \text{ kg/s})(640.09 \text{ kJ/kg}) \\ &= \mathbf{26.2 \text{ MW}}\end{aligned}$$

Explicación Observe que 26.2 MW del calor transferido se utilizarán en el calentador de proceso. Asimismo, es posible demostrar que en este caso se producen 11.0 MW de potencia, y que la tasa de entrada de calor a la caldera es de 43.0 MW. Por consiguiente, el factor de utilización es 86.5 por ciento.

10-9 ▪ CICLOS DE POTENCIA COMBINADOS DE GAS Y VAPOR

La continua búsqueda de eficiencias térmicas más altas ha originado modificaciones innovadoras en las centrales eléctricas convencionales. El *ciclo de vapor binario* que se analiza posteriormente es una de esas modificaciones. Otra modificación aún más extendida incluye un ciclo de potencia de gas que remata a un ciclo de potencia de vapor, esto se denomina **ciclo combinado de gas y vapor**, o sólo **ciclo combinado**. El ciclo combinado que más interesa es el ciclo de turbina de gas (Brayton), el cual remata al ciclo de turbina de vapor (Rankine), y que tiene una eficiencia térmica más alta que cualquiera de los ciclos ejecutados individualmente.

Los ciclos característicos de turbina de gas operan a temperaturas considerablemente más altas que los ciclos de vapor. La temperatura máxima del fluido a la entrada de la turbina está cerca de los 620°C (1 150°F) en las centrales eléctricas de vapor modernas, pero son superiores a los 1 425°C (2 600°F) de las centrales eléctricas de turbina de gas. Su valor es superior a 1 500°C en la salida del quemador de las máquinas turborreactoras. El uso de temperaturas más elevadas en las turbinas de gas ha sido posible gracias a los recientes desarrollos en el enfriamiento de los alabes de la turbina y en el revestimiento de éstos con materiales resistentes a las altas temperaturas, como cerámicas. Debido a la temperatura promedio más alta a la cual se suministra el calor, los ciclos de turbina de gas tienen un potencial mayor para eficiencias térmicas más elevadas. Sin embargo, los ciclos de turbina de gas tienen una desventaja inherente: el gas sale de la turbina a temperaturas muy altas (por lo general arriba de 500°C), lo que cancela cualquier ganancia potencial en la eficiencia térmica. Esto se puede mejorar un poco utilizando la regeneración, pero la mejoría será limitada.

Desde el punto de vista de la ingeniería, es conveniente aprovechar las características deseables del ciclo de turbina de gas a altas temperaturas *y* utilizar los gases de escape de alta temperatura como fuente de energía en un

ciclo inferior, como un ciclo de potencia de vapor. El resultado es un ciclo combinado de gas y vapor, como se muestra en la figura 10-24. En este ciclo, la energía se recupera de los gases de escape y se transfiere al vapor en un intercambiador de calor que sirve como caldera. Generalmente más de una turbina de gas se necesita para suministrar suficiente calor al vapor. Además, el ciclo de vapor implica regeneración, así como recalentamiento. La energía para el proceso de recalentamiento puede ser suministrada quemando algún combustible adicional en los gases de escape ricos en oxígeno.

Los recientes desarrollos tecnológicos para las turbinas de gas han logrado que el ciclo combinado de gas y vapor resulte muy atractivo desde el punto de vista económico, ya que el ciclo combinado aumenta la eficiencia sin incrementar mucho el costo inicial. Así, muchas centrales eléctricas nuevas operan con ciclos combinados, y muchas centrales de vapor o de turbina de gas existentes se están convirtiendo en centrales de ciclo combinado. Como resultado de esta conversión, se han reportado eficiencias térmicas muy por encima de 40 por ciento.

Una central combinada Tohoku de 1 090 MW que se puso en operación comercial en 1985 en Niigata, Japón, se reporta con una operación que posee una eficiencia térmica de 44 por ciento. Esta central tiene dos turbinas de vapor de 191 MW y seis turbinas de gas de 118 MW. Los gases de combustión calientes entran a la turbina de gas a 1 154°C, mientras que el vapor entra a las turbinas de vapor a 500°C. El vapor se enfría en el condensador mediante agua fría que se halla a una temperatura promedio de 15°C. Los compresores tienen una relación de presión de 14 y el flujo másico del aire a través del compresor es de 443 kg/s.

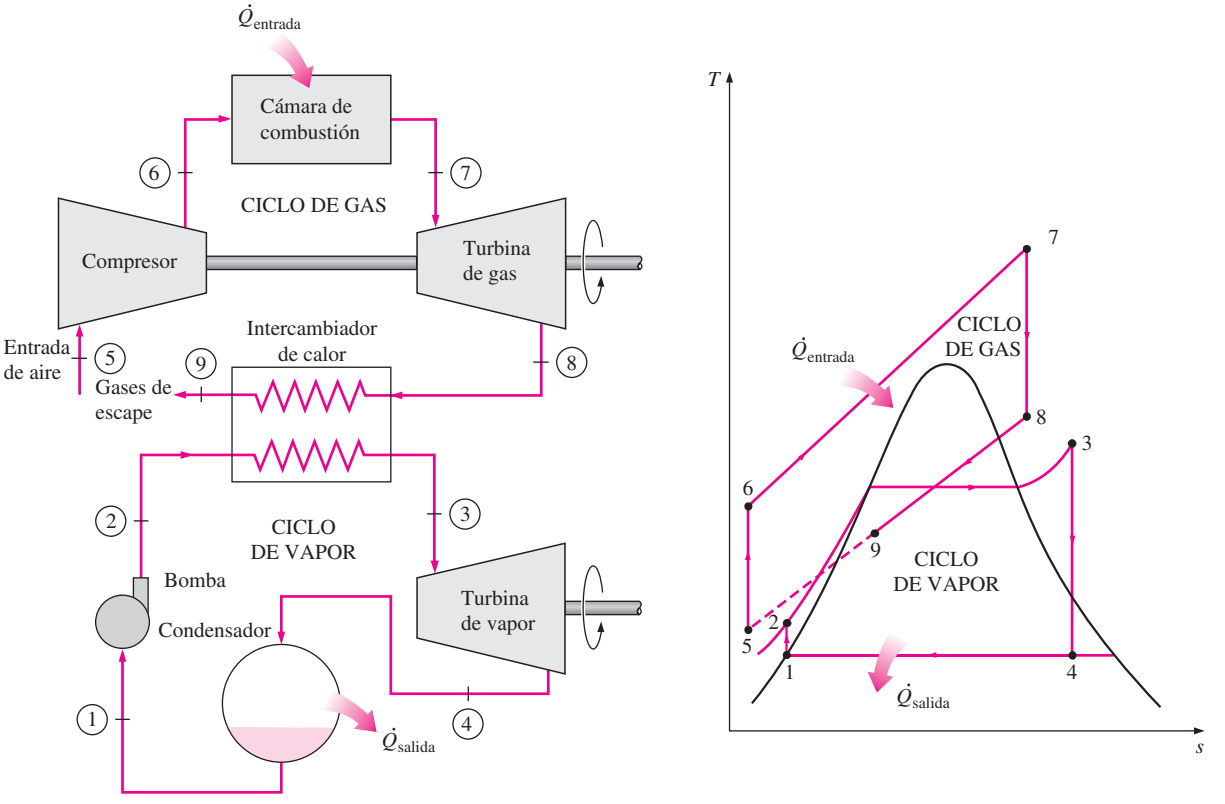


FIGURA 10-24
Central eléctrica combinada de gas y vapor.

Una central eléctrica de ciclo combinado de 1 350 MW construida en 1988 por la compañía alemana Siemens en Ambarli, Turquía, es la primera termoeléctrica en operación comercial en el mundo que alcanza un nivel de eficiencia tan alto como 52.5 por ciento bajo las condiciones de operación de diseño. Esta central tiene seis turbinas de gas de 150 MW y tres turbinas de vapor de 173 MW. Algunas centrales modernas de ciclo combinado han alcanzado eficiencias cercanas a 60 por ciento.

EJEMPLO 10-9 Un ciclo de potencia combinado de gas y vapor

Considere el ciclo de potencia combinado de gas y vapor mostrado en la figura 10-25. El ciclo superior es un ciclo de turbina de gas que tiene una relación de presión de 8. El aire entra al compresor a 300 K y a la turbina a 1 300 K. La eficiencia isentrópica del compresor es de 80 por ciento, mientras que la de la turbina de gas es de 85 por ciento. El ciclo inferior es un ciclo Rankine ideal simple que opera entre los límites de presión de 7 MPa y 5 kPa. El vapor se calienta en un intercambiador de calor por medio de los gases de escape hasta una temperatura de 500°C. Los gases de escape salen del intercambiador de calor a 450 K. Determine *a*) la relación entre los flujos másicos del vapor y de los gases de combustión, y *b*) la eficiencia térmica del ciclo combinado.

Solución Se considera un ciclo de potencia combinado de gas y vapor. Se determinarán la relación entre los flujos másicos del vapor y los gases de combustión, así como la eficiencia térmica.

Análisis Los diagramas *T-s* de ambos ciclos se presentan en la figura 10-25. En el ejemplo 9-6 se analizó solamente el ciclo de la turbina de gas, mientras que el ciclo de vapor fue analizado en el ejemplo 10-8*b*, con los siguientes resultados:

Ciclo de gas: $h_4' = 880.36 \text{ kJ/kg}$ $(T_4' = 853 \text{ K})$

$q_{\text{entrada}} = 790.58 \text{ kJ/kg}$ $w_{\text{neto}} = 210.41 \text{ kJ/kg}$ $\eta_{\text{ter}} = 26.6\%$

$h_5' = h_{@\ 450\text{ K}} = 451.80 \text{ kJ/kg}$

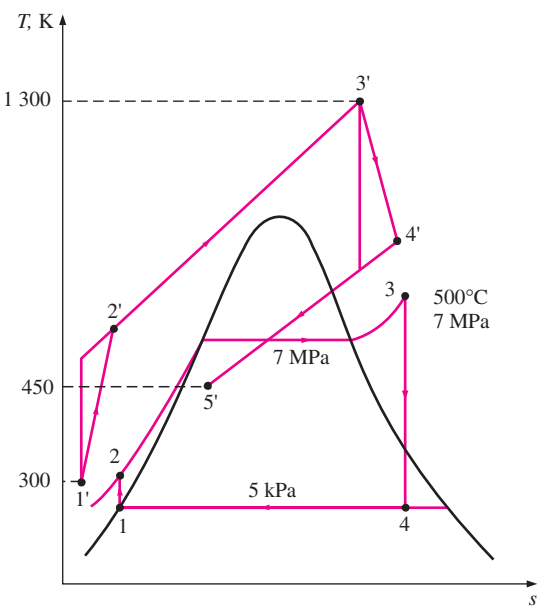


FIGURA 10-25
Diagrama *T-s* del ciclo combinado de gas y vapor descrito en el ejemplo 10-9.

Ciclo de vapor: $h_2 = 144.78\ \text{kJ/kg}$ $(T_2 = 33°\text{C})$

$h_3 = 3\,411.4\ \text{kJ/kg}$ $(T_3 = 500°\text{C})$

$w_{\text{neto}} = 1\,331.4\ \text{kJ/kg}$ $\eta_{\text{ter}} = 40.8\%$

a) La relación de los flujos másicos se determina a partir del balance de energía en el intercambiador de calor:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$$

$$\dot{m}_g h_5' + \dot{m}_s h_3 = \dot{m}_g h_4' + \dot{m}_s h_2$$

$$\dot{m}_s(h_3 - h_2) = \dot{m}_g(h_4' - h_5')$$

$$\dot{m}_s(3\,411.4 - 144.78) = \dot{m}_g(880.36 - 451.80)$$

Por lo tanto,

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_g} = y = \mathbf{0.131}$$

Es decir, 1 kg de gases de escape puede calentar únicamente 0.131 kg de vapor de 33 a 500°C, cuando se enfrían de 853 a 450 K. Entonces la salida total de trabajo por kilogramo de gases de combustión es

$$\begin{aligned} w_{\text{neto}} &= w_{\text{neto,gas}} + y w_{\text{neto,vapor}} \\ &= (210.41\ \text{kJ/kg gas}) + (0.131\ \text{kg vapor/kg gas})(1\,331.4\ \text{kJ/kg vapor}) \\ &= 384.8\ \text{kJ/kg gas} \end{aligned}$$

De este modo, por cada kilogramo de gases de combustión producido, la central combinada entregará 384.8 kJ de trabajo. La salida neta de potencia de la central se determina al multiplicar este valor por el flujo másico del fluido de trabajo en el ciclo de la turbina de gas.

b) La eficiencia térmica del ciclo combinado se determina a partir de

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{384.8\ \text{kJ/kg gas}}{790.6\ \text{kJ/kg gas}} = \mathbf{0.487\ o\ 48.7\%}$$

Explicación Observe que este ciclo combinado convertirá en trabajo útil 48.7 por ciento de la energía suministrada al gas en la cámara de combustión. Este valor es considerablemente mayor a la eficiencia térmica del ciclo de la turbina de gas (26.6 por ciento) o al ciclo de la turbina de vapor (40.8 por ciento), cuando operan individualmente.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Ciclos binarios de vapor

Con la excepción de unas cuantas aplicaciones especializadas, el fluido de trabajo que se usa predominantemente en los ciclos de potencia con vapor es el agua. Este líquido es el *mejor* fluido de trabajo disponible en la actualidad, pero está lejos de ser el *ideal.* El ciclo binario es un intento por superar algunas de las deficiencias del agua y aproximarse al fluido de trabajo *ideal*, mediante el empleo de dos fluidos. Antes de analizar el ciclo binario, se enumeran las características del fluido de trabajo más apropiado para los ciclos de potencia de vapor:

* Se puede omitir esta sección sin que se pierda continuidad.

1. Una temperatura crítica elevada y una presión máxima segura. Una temperatura crítica superior a la máxima temperatura permitida metalúrgicamente (cerca de 620°C) permite transferir isotérmicamente una parte considerable del calor a la temperatura máxima cuando el fluido cambia de fase. Esto hace que el ciclo se aproxime al de Carnot. Las presiones muy altas a temperatura máxima son indeseables porque originan problemas de resistencia en los materiales.
2. Baja temperatura del punto triple. Una temperatura de punto triple inferior a la temperatura del medio de enfriamiento evitará todos los problemas de solidificación.
3. Una presión del condensador que no sea demasiado baja. Los condensadores operan por abajo de la presión atmosférica. Las presiones muy por debajo de la presión atmosférica originan problemas de fugas de aire, por consiguiente una sustancia cuya presión de saturación a la temperatura ambiente es demasiado baja no es un buen candidato.
4. Una elevada entalpía de evaporación (h_{fg}) tal que la transferencia de calor del fluido de trabajo se aproxime a una isotérmica y no sean necesarias grandes tasas de flujo másico.
5. Una curva de saturación que se asemeje a una "U" invertida. Esto eliminará la formación de humedad excesiva en la turbina y la necesidad de recalentamiento.
6. Buenas características de transferencia de calor (alta conductividad térmica).
7. Otras propiedades, como ser inerte, económico, de fácil obtención y no tóxico.

No debe sorprender que ningún fluido posea todas estas características. El agua es el que más se acerca, aunque no reúne del todo las características 1, 3 y 5. Es posible superar estos aspectos con presión subatmosférica de condensador mediante un sellado cuidadoso y con la curva de saturación en forma de "V" invertida mediante recalentamiento, pero no hay mucho que hacer respecto del punto 1. El agua tiene una temperatura crítica baja (374°C bastante abajo del límite metalúrgico) y presiones de saturación muy altas a elevadas temperaturas (16.5 MPa a 350°C).

Ahora bien, no es posible cambiar el comportamiento del agua durante la parte de alta temperatura del ciclo, pero sí se puede sustituir con un fluido más adecuado. El resultado es un ciclo de potencia que en realidad es una combinación de dos ciclos, uno en la región de alta temperatura y otro en la región de baja temperatura. Dicho ciclo se denomina **ciclo de vapor binario**. En los ciclos de vapor binarios, el condensador del ciclo de alta temperatura (también llamado *ciclo superior*) sirve como la caldera del ciclo de baja temperatura (también llamado *ciclo inferior*). Esto es, la salida de calor del ciclo de alta temperatura se utiliza como la entrada de calor del de baja temperatura.

Algunos fluidos de trabajo adecuados para el ciclo de alta temperatura son el mercurio, el sodio, el potasio y las mezclas de sodio y potasio. El esquema y el diagrama *T-s* de un ciclo de vapor binario de mercurio y agua se muestra en la figura 10-26. La temperatura crítica del mercurio es de 898°C (bastante arriba del límite metalúrgico actual) y su presión crítica es solamente de 18 MPa. Esto hace al mercurio un fluido de trabajo muy adecuado para el ciclo superior; sin embargo, no es adecuado como único fluido de trabajo para el ciclo completo, porque a una temperatura de condensador de 32°C su presión de saturación es de 0.07 Pa. Una central eléctrica no puede operar en este vacío debido a los problemas de filtración de aire. A una presión del condensador

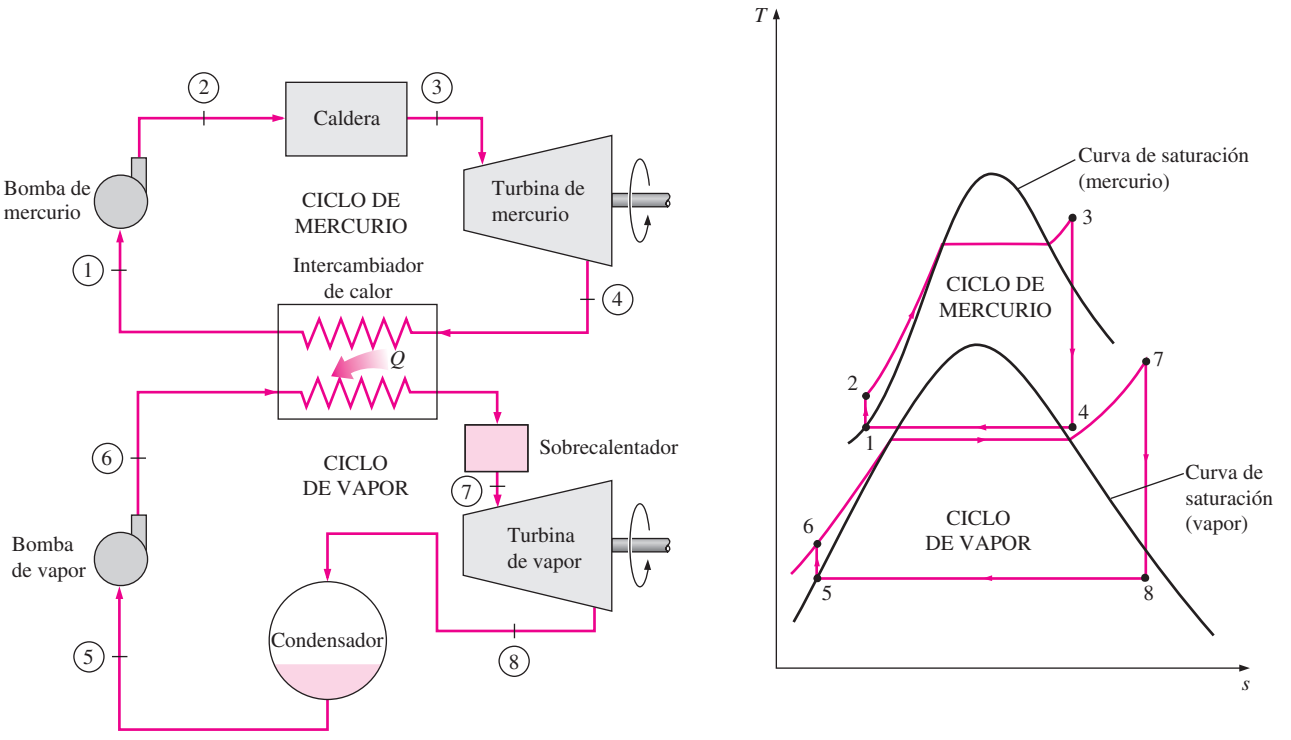


FIGURA 10-26
Ciclo de vapor binario de mercurio y agua.

aceptable de 7 kPa, la temperatura de saturación del mercurio es de 237°C, la cual resulta tan alta como la temperatura mínima en el ciclo. Por consiguiente, el uso del mercurio como fluido de trabajo se limita a los ciclos de alta temperatura. Otras desventajas del mercurio son su toxicidad y su elevado costo. El flujo másico del mercurio en ciclos de vapor binarios es varias veces la del agua debido a su baja entalpía de evaporación.

A partir del diagrama *T-s* en la figura 10-26, es evidente que para los mismos límites de temperatura el ciclo de vapor binario se acerca más al ciclo de Carnot que al de vapor. Por lo tanto, la eficiencia térmica de una central se incrementa al cambiar a ciclos binarios. El uso de los ciclos binarios de agua y mercurio en Estados Unidos data de 1928. Varias centrales se han construido desde entonces en el área de Nueva Inglaterra, donde los costos de combustible son más altos. Una pequeña central eléctrica de mercurio y vapor (40 MW), que estuvo en servicio en New Hampshire en 1950, tuvo una eficiencia térmica más alta que la mayor parte de las grandes centrales modernas en uso en esa época.

Algunos estudios muestran que las eficiencias térmicas de 50 por ciento o más, son posibles con ciclos de vapor binarios. Sin embargo, este tipo de ciclos no resultan atractivos desde el punto de vista económico debido a su alto costo inicial y a la competencia ofrecida por las centrales combinadas de gas y vapor.

RESUMEN

El *ciclo de Carnot* no es un modelo adecuado para los ciclos de potencia de vapor porque no se puede alcanzar en la práctica. El ciclo modelo para los ciclos de potencia de vapor es el *ciclo Rankine*, el cual se compone de cuatro procesos internamente reversibles: adición de calor a presión constante en una caldera, expansión isentrópica en una turbina, rechazo de calor a presión constante en un condensador y compresión isentrópica en una bomba. El vapor sale del condensador como líquido saturado a la presión del condensador.

La eficiencia térmica del ciclo Rankine se incrementa al elevar la temperatura promedio a la cual se transfiere calor hacia el fluido de trabajo y/o al disminuir la temperatura promedio a la que se rechaza el calor hacia el medio de enfriamiento. La temperatura promedio durante el rechazo de calor puede reducirse disminuyendo la presión de salida de la turbina. Consecuentemente, la presión del condensador de la mayor parte de las centrales eléctricas de vapor está por debajo de la presión atmosférica. La temperatura promedio durante la adición de calor se incrementa elevando la presión de la caldera o sobrecalentando el fluido a altas temperaturas. Sin embargo, hay un límite para el grado de sobrecalentamiento, ya que la temperatura del fluido no permite exceder un valor metalúrgicamente seguro.

El sobrecalentamiento tiene la ventaja adicional de disminuir el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina. Sin embargo, al disminuir la presión de escape o elevar la presión de la caldera se aumenta el contenido de humedad. Para aprovechar las mejores eficiencias a presiones más altas de la caldera y presiones menores del condensador, el vapor suele *recalentarse* después de que se expande parcialmente en la turbina de alta presión. Esto se lleva a cabo extrayendo el vapor en la turbina de alta presión después de la expansión parcial, enviándolo de regreso a la caldera donde se recalienta a presión constante y regresándolo a la turbina de baja presión para completar la expansión hasta la presión del condensador. La temperatura promedio durante el proceso de recalentamiento, y en consecuencia la eficiencia térmica del ciclo, se pueden incrementar al aumentar el número de etapas de expansión y de recalentamiento. Cuando aumenta el número de etapas, los procesos de expansión y recalentamiento se acercan a un proceso isotérmico a temperatura máxima. El recalentamiento también disminuye el contenido de humedad a la salida de la turbina.

Otra manera de aumentar la eficiencia térmica del ciclo Rankine es la *regeneración*. Durante un proceso de este tipo, el agua líquida (agua de alimentación) que sale de la bomba se calienta, mediante algo de vapor extraído de la turbina a cierta presión intermedia, en dispositivos llamados *calentadores de agua de alimentación*. Las dos corrientes se mezclan en calentadores abiertos de agua de alimentación, mientras que la mezcla sale como líquido saturado a la presión del calentador. En calentadores cerrados de agua de alimentación, el calor se transfiere del vapor hacia el agua de alimentación sin que halla mezcla.

La producción de más de una forma útil de energía (como calor de proceso y energía eléctrica) a partir de la misma fuente se llama *cogeneración*. Las centrales de cogeneración producen energía eléctrica al mismo tiempo que cubren los requerimientos de calor de proceso en ciertos procesos industriales. De este modo, la mayor parte de la energía transferida al fluido en la caldera se utiliza para un propósito útil. La fracción de la energía que se utiliza ya sea para calor de proceso o para generación de potencia se llama *factor de utilización* de la central de cogeneración.

La eficiencia térmica total de una central eléctrica puede incrementarse utilizando un *ciclo combinado*. El ciclo combinado más común es el ciclo combinado de gas y vapor, en el que un ciclo de turbina de gas opera en el intervalo de alta temperatura mientras que un ciclo de turbina de vapor opera en el intervalo de baja temperatura. El vapor se calienta mediante los gases de escape de alta temperatura que salen de la turbina de gas. Los ciclos combinados tienen una eficiencia térmica más alta que la de los ciclos de vapor o de turbina de gas cuando éstos operan individualmente.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. R.L. Bannister y G.J. Silvestri, "The Evolution of Central Station Steam Turbines", *Mechanical Engineering*, pp. 70-78, febrero, 1989.
2. R.L. Bannister, G.J. Silvestri, A. Hizume y T. Fujikawa, "High Temperature Supercritical Steam Turbines", *Mechanical Engineering*, pp. 60-65, febrero, 1987.
3. M.M. El-Wakil, *Powerplant Technology*, Nueva York, McGraw-Hill, 1984.
4. K.W. Li y A.P. Priddy, *Power Plant System Design*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1985.
5. H. Sorensen, *Energy Conversion Systems*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1983.
6. *Steam, Its Generation and Use*, 39 edición, Nueva York, Babcock and Wilcox Co., 1978.
7. *Turbomachinery*, vol. 28, núm. 2, marzo/abril, 1987. Norwalk, CT, Business Journals, Inc.
8. K. Wark y D.E. Richards, *Thermodynamics*, sexta edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1999.
9. J. Weisman y R. Eckart, *Modern Power Plant Engineering*, Englewood Cliffs, Nueva Jersey, Prentice-Hall, 1985.

PROBLEMAS*

Ciclos de vapor de Carnot

10-1C ¿Por qué la humedad excesiva en forma de vapor es inconveniente en las turbinas de vapor? ¿Cuál es el contenido de humedad más alto que se permite?

10-2C ¿Por qué el ciclo de Carnot no es un modelo realista para las centrales eléctricas de vapor?

10-3E En la caldera de una máquina de Carnot de flujo estable entra agua como líquido saturado a 180 psia y sale con una calidad de 0.90. El vapor sale de la turbina a una presión de 14.7 psia. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica, *b*) la calidad al final del proceso de rechazo de calor isotérmico y *c*) la salida neta de trabajo. *Respuestas: a*) 19.3 por ciento, *b*) 0.153, *c*) 148 Btu/lbm

10-4 Un ciclo de Carnot de flujo estable utiliza agua como fluido de trabajo. El agua cambia de líquido saturado a vapor saturado cuando se le transfiere calor de una fuente a 250°C. El rechazo de calor sucede a una presión de 20 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica, *b*) la cantidad de calor rechazado, en kJ/kg y *c*) la salida neta de trabajo.

10-5 Repita el problema 10-4 para una presión de rechazo de calor de 10 kPa.

10-6 Considere un ciclo de Carnot de flujo estable con agua como fluido de trabajo. Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo son 350 y 60°C. La calidad del agua es 0.891 al principio del proceso de rechazo de calor y 0.1 al final. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto a las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica, *b*) la presión en la entrada de la turbina y *c*) la salida neta de trabajo.
Respuestas: a) 0.465, *b*) 1.40 MPa, *c*) 1 623 kJ/kg

El ciclo Rankine simple

10-7C ¿Cuáles son los cuatro procesos que integran el ciclo Rankine ideal simple?

10-8C ¿Considere un ciclo Rankine ideal simple con condiciones fijas a la entrada de la turbina. Cuál es el efecto que provoca reducir la presión del condensador en

La entrada de trabajo de la bomba:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El suministro de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El rechazo de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual

10-9C Considere un ciclo Rankine ideal simple con temperatura fija a la entrada de la turbina y presión fija del condensador. Cuál es el efecto de aumentar la presión de la caldera en

La entrada de trabajo de la bomba:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El suministro de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El rechazo de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual

10-10C Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones de la caldera y el condensador fijas. Cuál es el efecto de sobrecalentar el vapor a una temperatura más alta en

La entrada de trabajo de la bomba:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El suministro de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El rechazo de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual

10-11C ¿En qué difieren los ciclos reales de energía de vapor de los idealizados?

10-12C Compare las presiones tanto a la entrada como a la salida de la caldera en *a*) ciclos reales y *b*) ciclos ideales.

* Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas y quienes emplean unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono de CD-EES se resuelven por medio del EES, y las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES que acompaña a este texto.

10-13C La entropía del vapor aumenta en turbinas de vapor reales como consecuencia de las irreversibilidades. Con el propósito de controlar el incremento de entropía, se propone enfriar el vapor en la turbina haciendo circular agua de enfriamiento alrededor de la carcasa de la turbina. Se argumenta que esto reducirá la entropía y la entalpía del vapor a la salida de la turbina y por consiguiente aumentará la salida de trabajo. ¿Cómo evaluaría usted esta propuesta?

10-14C ¿Es posible mantener una presión de 10 kPa en un condensador que se enfría por medio de agua de río que entra a 20°C?

10-15 Una central eléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine ideal simple entre los límites de presión de 3 MPa y 50 kPa. La temperatura del vapor a la entrada de la turbina es de 300°C y el flujo másico del vapor a través del ciclo es 35 kg/s. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo y *b*) la salida neta de potencia de la central.

10-16 Considere una central eléctrica de vapor de 210 MW que opera en un ciclo Rankine ideal simple. El vapor entra a la turbina a 10 MPa y 500°C y se enfría en el condensador a una presión de 10 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la calidad del vapor a la salida de la turbina, *b*) la eficiencia térmica del ciclo y *c*) el flujo másico del vapor.
Respuestas: a) 0.793, *b*) 40.2 por ciento, *c*) 165 kg/s

10-17 Repita el problema 10-16 pero suponga una eficiencia adiabática de 85 por ciento para la turbina y la bomba.
Respuestas: a) 0.874, *b*) 34.1 por ciento, *c*) 194 kg/s

10-18E Una central eléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine ideal simple entre los límites de presión de 1 250 y 2 psia. El flujo másico del vapor a través del ciclo es de 75 lbm/s. El contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina no excede de 10 por ciento. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la temperatura mínima de entrada de la turbina, *b*) la tasa de adición de calor a la caldera y *c*) la eficiencia térmica del ciclo.

10-19E Repita el problema 10-18E suponiendo una eficiencia isentrópica de 85 por ciento tanto para la turbina como para la bomba.

10-20 Considere una central eléctrica de vapor que emplea carbón y que produce 300 MW de potencia eléctrica. La central opera en un ciclo Rankine ideal simple con condiciones de entrada de la turbina de 5 MPa y 450°C y una presión del condensador de 25 kPa. El carbón empleado tiene un poder calorífico (energía liberada cuando se quema el combustible) de 29 300 kJ/kg. Si se supone que 75 por ciento de esta energía se transfiere al vapor en la caldera y que el generador eléctrico tiene una eficiencia de 96 por ciento, determine *a*) la eficiencia global de la central (la relación de la salida de potencia eléctrica y la entrada de energía como combustible) y *b*) el flujo másico requerido de suministro de carbón.
Respuestas: a) 24.5 por ciento, *b*) 150 t/h

10-21 Considere una central eléctrica de estanque solar que opera en un ciclo Rankine ideal simple con refrigerante 134a como fluido de trabajo, el cual entra a la turbina como un vapor saturado a 1.4 MPa y sale a 0.7 MPa. El flujo másico del refrigerante es 3 kg/s. Muestre el ciclo en diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo y *b*) la salida de potencia de esta central.

10-22 Considere una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal simple y que tiene una salida neta de potencia de 45 MW. El vapor entra a la turbina a 7 MPa y 500°C, y se enfría en el condensador a una presión de 10 kPa mediante el agua de enfriamiento proveniente de un lago y que circula por los tubos del condensador a una tasa de 2 000 kg/s. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo, *b*) el flujo másico del vapor y *c*) el aumento de temperatura del agua de enfriamiento.
Respuestas: a) 38.9 por ciento, *b*) 36 kg/s, *c*) 8.4°C

10-23 Repita el problema 10-22 pero suponga una eficiencia isentrópica de 87 por ciento tanto para la turbina como para la bomba. *Respuestas: a*) 33.8 por ciento, *b*) 41.4 kg/s, *c*) 10.5°C

10-24 Se calculará y comparará la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica para los ciclos de Carnot y Rankine ideal simple con vapor como fluido de trabajo. En ambos casos el vapor entra en la turbina a 10 MPa como vapor saturado, y la presión del condensador es 20 kPa. Para el ciclo de Rankine, el estado de salida del condensador es líquido saturado y para el ciclo de Carnot, el estado de entrada de la caldera es líquido saturado. Dibuje los diagramas *T-s* durante ambos ciclos.

10-25 Una central eléctrica geotérmica binaria usa agua geotérmica a 160°C como fuente de calor. El ciclo opera en el ciclo Rankine simple con isobutano como fluido de trabajo. El calor se transfiere al ciclo a través de un intercambiador de calor en el cual el agua líquida geotérmica entra a 160°C a una tasa de 555.9 kg/s y sale a 90°C. El isobutano entra en la turbina a 3.25 MPa y 147°C, a una tasa de 305.6 kg/s, mientras que sale a 79.5°C y 410 kPa. El isobutano se condensa en un condensador enfriado por aire y se bombea a la presión del in-

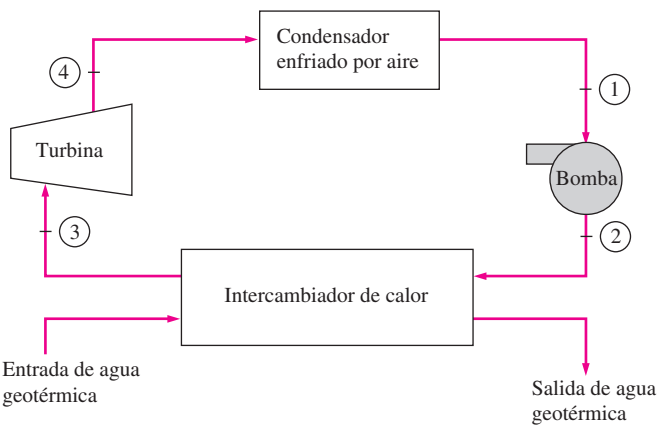


FIGURA P10-25

tercambiador de calor. Suponiendo que la bomba tiene una eficiencia isentrópica de 90 por ciento, determine *a*) la eficiencia isentrópica de la turbina, *b*) la salida de potencia neta de la central y *c*) la eficiencia térmica del ciclo.

10-26 En la figura P10-26 se ofrece el esquema de una central eléctrica geotérmica de una sola evaporación instantánea con el número de estados. El recurso geotérmico existe como líquido saturado a 230°C. El líquido geotérmico se saca del pozo de producción a una tasa de 230 kg/s y se evapora a una presión de 500 kPa mediante un proceso de evaporación instantánea esencialmente isentálpica del que el vapor resultante se separa del líquido por un separador y se dirige hacia la turbina. El vapor deja la turbina a 10 kPa con un contenido de humedad de 10 por ciento y entra en el condensador donde se condensa y se envía a un pozo de reinyección junto con el líquido que viene del separador. Determine *a*) el flujo másico de vapor a través de la turbina, *b*) la eficiencia isentrópica de la turbina, *c*) la salida de potencia de la turbina y *d*) la eficiencia térmica de la central (la relación entre la salida de trabajo de la turbina y la energía del fluido geotérmico respecto a las condiciones del ambiente estándar). *Respuestas: a*) 38.2 kg/s, *b*) 0.686, *c*) 15.4 MW, *d*) 7.6 por ciento

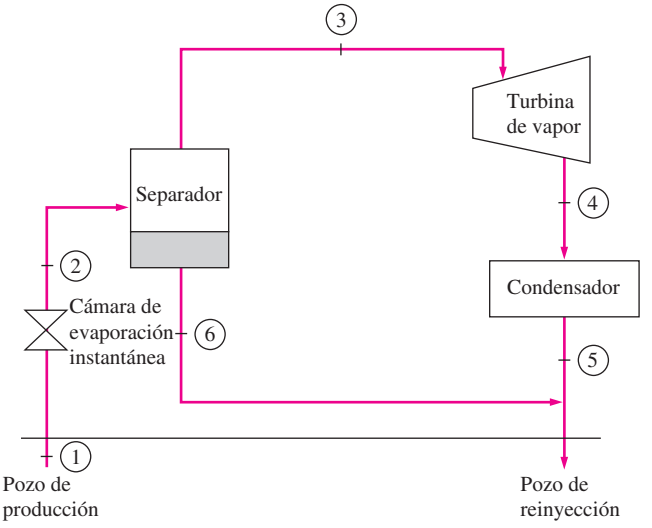


FIGURA P10-26

10-27 Reconsidere el problema 10-26. Ahora se propone que el agua líquida que sale del separador se envíe a otra cámara de evaporación instantánea mantenida a 150 kPa, mientras que el vapor producido se dirija a una fase más baja de la misma turbina. Ambas corrientes de vapor salen de la turbina en el mismo estado a 10 kPa y una calidad de 90 por ciento. Determine *a*) la temperatura del vapor a la salida de la segunda cámara de evaporación instantánea, *b*) la potencia producida por la fase más baja de la turbina y *c*) la eficiencia térmica de la central.

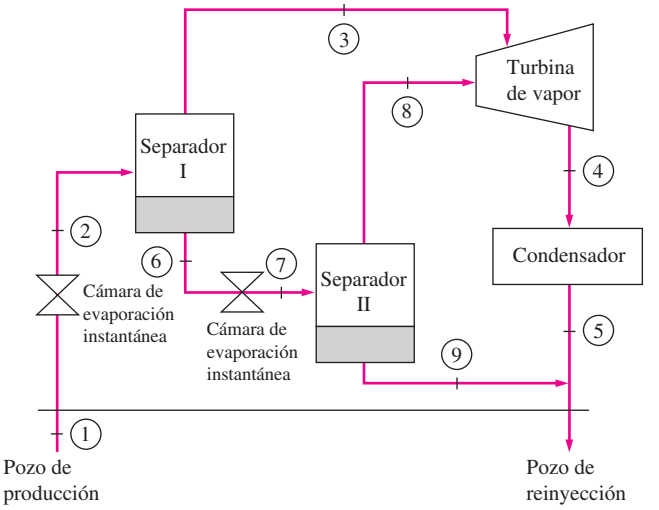


FIGURA P10-27

10-28 Retome el problema 10-26, pero ahora el agua líquida que sale del separador se usa como la fuente de calor en un ciclo binario con isobutano como fluido de trabajo. El agua líquida geotérmica sale del intercambiador de calor a 90°C mientras el isobutano entra en la turbina a 3.25 MPa y 145°C, y sale a 80°C y 400 kPa. El isobutano se condensa en un condensador de aire fío y después se bombea a la presión del intercambiador de calor. Si se supone una eficiencia isentrópica de la bomba de 90 por ciento, determine *a*) el flujo másico del isobutano en el ciclo binario, *b*) la salida de potencia neta tanto de la evaporación instantánea como de las secciones binarias de la central y *c*) las eficiencias térmicas del ciclo binario y de la central combinada. *Respuestas: a*) 105.5 kg/s, *b*) 15.4 MW, 6.14 MW, *c*) 12.2 por ciento, 10.6 por ciento

El ciclo Rankine con recalentamiento

10-29C ¿Cómo cambian las siguientes cantidades cuando un ciclo Rankine ideal simple se modifica con recalentamiento? Suponga que el flujo másico se mantiene igual.

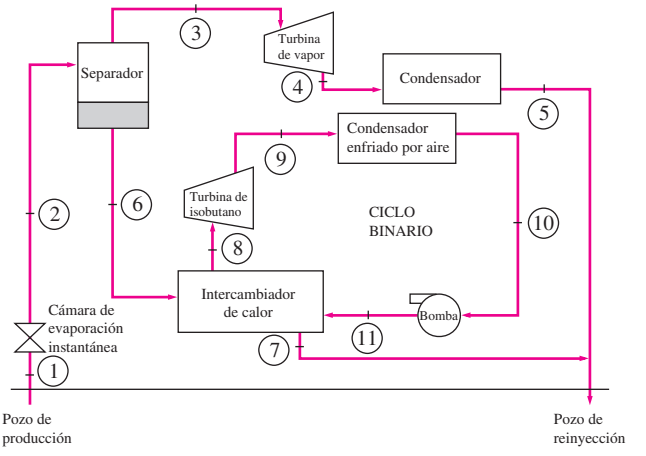


FIGURA P10-28

La entrada de trabajo de la bomba:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El suministro de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El rechazo de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual

10-30C Muestre el ciclo Rankine ideal con tres etapas de recalentamiento en un diagrama *T-s*. Suponga que la temperatura a la entrada de la turbina es la misma en todas las etapas. ¿Cómo varía la eficiencia del ciclo con el número de etapas de recalentamiento?

10-31C Considere un ciclo Rankine simple y un ciclo Rankine ideal con tres etapas de recalentamiento. Ambos ciclos operan entre los mismos límites de presión. La temperatura máxima es de 700°C en el ciclo simple, y de 450°C en el ciclo con recalentamiento. ¿Cuál ciclo tendrá la eficiencia térmica más alta?

10-32 Una central eléctrica de vapor opera con un ciclo Rankine ideal con recalentamiento. El vapor entra a la turbina de alta presión a 8 MPa y 500°C y sale a 3 MPa. Después el vapor se recalienta a presión constante hasta 500°C antes de que se expanda hasta 20 kPa en la turbina de baja presión. Determine la salida de trabajo de la turbina, en kJ/kg, así como la eficiencia térmica del ciclo. Muestre también el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación.

10-33 Reconsidere el problema 10-32 y emplee el software EES (u otro) para resolver este problema mediante el ingreso de datos a la ventana del diagrama característico del EES. Incluya los efectos de las eficiencias de la turbina y la bomba, y también muestre los efectos del recalentamiento sobre la calidad del vapor en la salida de la turbina de baja presión. Grafique el ciclo sobre un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación y discuta los resultados de sus estudios paramétricos.

10-34 Considere una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine con recalentamiento y que tiene una salida neta de potencia de 80 MW. El vapor entra a la turbina de alta presión a 10 MPa y 500°C, mientras que a la turbina de baja presión lo hace a 1 MPa y 500°C. El vapor sale del condensador como líquido saturado a una presión de 10 kPa. La eficiencia isentrópica de la turbina es de 80 por ciento y la de la bomba de 95 por ciento. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la calidad (o temperatura, si hay sobrecalentamiento) del vapor a la salida de la turbina, *b*) la eficiencia térmica del ciclo y *c*) el flujo másico del vapor.
Respuestas: a) 88.1°C, *b*) 34.1 por ciento, *c*) 62.7 kg/s

10-35 Repita el problema 10-34 suponiendo que la bomba y la turbina son isentrópicos. *Respuestas: a*) 0.949, *b*) 41.3 por ciento, *c*) 50.0 kg/s

10-36E A la turbina de alta presión de una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal con recalentamiento, entra vapor a 800 psia y 900°F, y sale como vapor saturado. Después el vapor se recalienta hasta 800°F antes de expandirse hasta una presión de 1 psia. El calor se transfiere al vapor en la caldera a una tasa de 6×10^4 Btu/s, para después enfriarse en el condensador mediante agua de enfriamiento proveniente de un río cercano, la cual entra al condensador a 45°F. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la presión a la que sucede el recalentamiento, *b*) la salida neta de potencia y la eficiencia térmica y *c*) el flujo másico mínimo requerido del agua de enfriamiento.

10-37 Una central eléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine ideal con recalentamiento entre los límites de presión de 15 MPa y 10 kPa. El flujo másico del vapor a través del ciclo es de 12 kg/s. El vapor entra a ambas etapas de la turbina a 500°C. Si el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina de baja presión no excede de 10 por ciento, determine *a*) la presión a la que se lleva a cabo el recalentamiento, *b*) la tasa total de entrada de calor en la caldera y *c*) la eficiencia térmica del ciclo. Muestre también el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación.

10-38 Una central eléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine con recalentamiento. El vapor entra en la turbina de alta presión a 12.5 MPa y 550°C, a una tasa de 7.7 kg/s y sale a 2 MPa. Después, el vapor se recalienta a presión constante hasta 450°C antes de que se expanda en la turbina de baja presión. Las eficiencias isentrópicas de la turbina y la bomba son 85 por ciento y 90 por ciento, respectivamente. El vapor sale del condensador como líquido saturado. Si el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina no excede 5 por ciento, determine *a*) la presión del condensador, *b*) la salida de potencia neta y *c*) la eficiencia térmica. *Respuestas: a*) 9.73 kPa, *b*) 10.2 MW, *c*) 36.9 por ciento

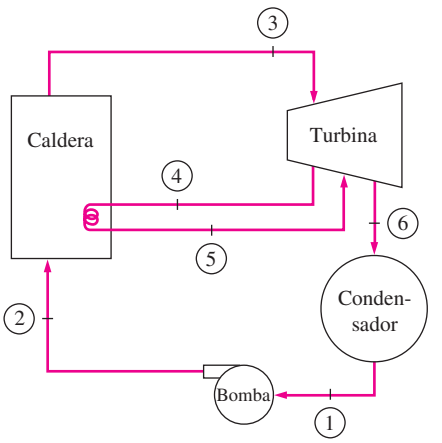


FIGURA P10-38

Ciclo Rankine regenerativo

10-39C ¿Cómo cambian las siguientes cantidades cuando el ciclo Rankine ideal simple se modifica con regeneración? Suponga que el flujo másico es el mismo.

La entrada de trabajo de la bomba:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La salida de trabajo de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El suministro de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El rechazo de calor:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
La eficiencia del ciclo:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual
El contenido de humedad a la salida de la turbina:	*a*) aumenta, *b*) disminuye, *c*) permanece igual

10-40C Durante un proceso de regeneración, se extrae vapor de la turbina y se utiliza para calentar el agua líquida que sale de la bomba. Esto no parece ser algo inteligente porque el vapor extraído podría producir un poco más de trabajo en la turbina. ¿Cómo se justifica esta acción?

10-41C ¿Cómo difieren los calentadores de agua de alimentación abiertos de los cerrados?

10-42C Considere un ciclo Rankine ideal simple y un ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. Los dos ciclos son muy similares, excepto que el agua de alimentación en el ciclo regenerativo se calienta al extraer algo de vapor justo antes de que entre a la turbina. ¿Cómo compararía las eficiencias de estos dos ciclos?

10-43C Invente un ciclo Rankine ideal regenerativo que tenga la misma eficiencia térmica que el ciclo de Carnot. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s*.

10-44 Una central eléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo. El vapor entra a la turbina a 6 MPa y 450°C y se condensa en el condensador a 20 kPa. El vapor se extrae de la turbina a 0.4 MPa para calentar el agua de alimentación en un calentador abierto, además el agua sale del calentador como líquido saturado. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* y determine *a*) la salida neta de trabajo por kilogramo de vapor que fluye a través de la caldera y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.
Respuestas: a) 1 017 kJ/kg, *b*) 37.8 por ciento

10-45 Repita el problema 10-44, pero remplace el calentador de agua de alimentación abierto por uno cerrado. Suponga que el agua de alimentación sale del calentador a la temperatura de condensación del vapor extraído y que éste sale del calentador como líquido saturado y se bombea a la línea que conduce el agua de alimentación.

10-46 Una central eléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine ideal regenerativo con dos calentadores abiertos de agua de alimentación. El vapor entra a la turbina a 10 MPa y 600°C y escapa hacia el condensador a 5 kPa. El vapor se extrae de la turbina a 0.6 y 0.2 MPa. El agua sale de ambos calentadores de agua de alimentación como líquido saturado. El flujo másico del vapor a través de la caldera es de 22 kg/s. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* y determine *a*) la salida neta de potencia de la central y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.
Respuestas: a) 30.5 MW, *b*) 47.1 por ciento

10-47 Considere un ciclo Rankine ideal regenerativo de vapor con dos calentadores de agua de alimentación, uno cerrado y otro abierto. El vapor entra a la turbina a 12.5 MPa y 550°C y escapa hacia el condensador a 10 kPa. El vapor se extrae de la turbina a 0.8 MPa para el calentador cerrado y a 0.3 MPa para el abierto. El agua de alimentación se calienta hasta la temperatura de condensación del vapor extraído en el calentador cerrado. El vapor extraído sale de este calentador como líquido saturado que es estrangulado antes de ser conducido al calentador abierto. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) el flujo másico del vapor a través de la caldera para una salida de potencia neta de 250 MW y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.

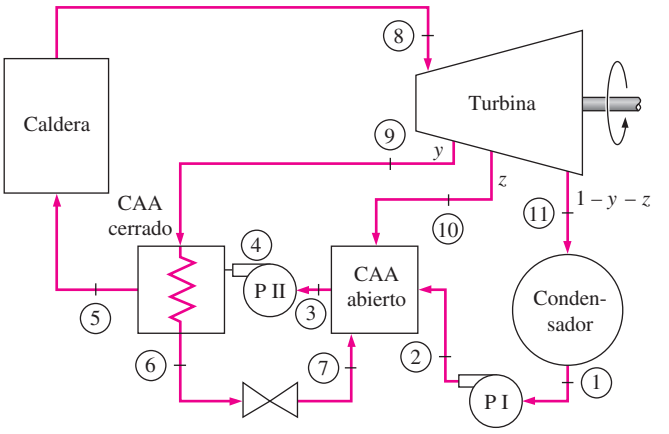


FIGURA P10-47

10-48 Revise el problema 10-47 y use el software EES (u otro) para investigar los efectos que producen las eficiencias de la turbina y la bomba, cuando varían de 70 por ciento a 100 por ciento, sobre el flujo másico y la eficiencia térmica. Grafique la relación de flujo másico y la eficiencia térmica como función de eficiencia de la turbina para eficiencias de bomba de 70, 85 y 100 por ciento, y explique los resultados. También grafique el diagrama *T-s* para eficiencias de turbina y bomba de 85 por ciento.

10-49 Una central eléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine ideal de recalentamiento regenerativo y tiene una salida de potencia neta de 80 MW. El vapor entra a la turbina de alta presión a 10 MPa y 550°C, y sale a 0.8 MPa. Algo de vapor se extrae a esta presión para calentar el agua de alimentación en un calentador abierto. El resto del vapor se recalienta hasta 500°C y se expande en la turbina de baja presión hasta la presión del condensador de 10 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) el flujo másico del vapor a través de la caldera y *b*) la eficiencia térmica del ciclo. *Respuestas: a*) 54.5 kg/s, *b*) 44.4 por ciento

10-50 Repita el problema 10-49 pero remplace el calentador de agua de alimentación abierto por uno cerrado. Suponga que el agua de alimentación sale del calentador a la temperatura de condensación del vapor extraído y que éste sale del calentador como líquido saturado y se bombea a la línea que transporta el agua de alimentación.

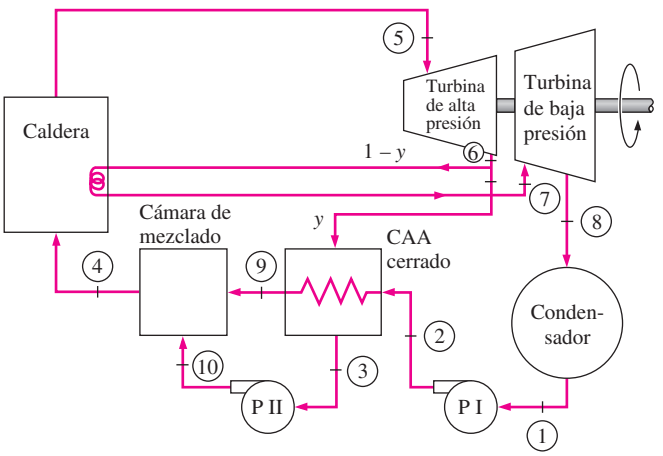


FIGURA P10-50

10-51E Una central eléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine ideal de recalentamiento regenerativo con un recalentador y dos calentadores abiertos de agua de alimentación. El vapor entra a la turbina de alta presión a 1 500 psia y 1 100°F, y sale de la turbina de baja presión a 1 psia. Se extrae vapor de la turbina a 250 y 40 psia, para después recalentarse hasta 1 000°F a una presión de 140 psia. El agua sale de ambos calentadores de agua de alimentación como líquido saturado. El calor se transfiere al vapor en la caldera a una relación de 4×10^5 Btu/s. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) el flujo másico del vapor a través de la caldera, *b*) la salida de potencia neta de la central y *c*) la eficiencia térmica del ciclo.

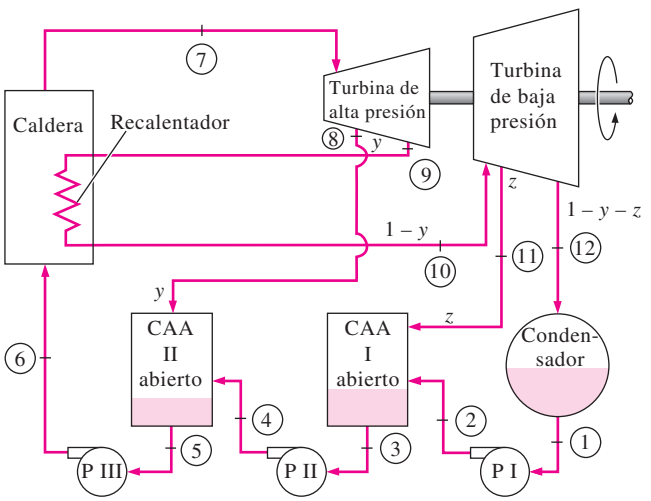


FIGURA P10-51E

10-52 Una central eléctrica de vapor opera en un ciclo Rankine de recalentamiento regenerativo con un calentador de agua de alimentación cerrado. El vapor entra en la turbina a 12.5 MPa y 550°C a una tasa de 24 kg/s y se condensa en el condensador a una presión de 20 kPa. El vapor se recalienta a 5 MPa a 550°C. Un poco de vapor se extrae de la turbina de baja presión a 1.0 MPa para ser completamente condensado en el calentador cerrado de agua de alimentación, y después ser bombeado a 12.5 MPa antes de que se mezcle con el agua de alimentación a la misma presión. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 88 por ciento para la turbina y la bomba, determine *a*) la temperatura del vapor a la entrada del calentador cerrado de agua de alimentación, *b*) el flujo másico del vapor extraído de la turbina por el calentador cerrado de agua de alimentación, *c*) la salida de potencia neta y *d*) la eficiencia térmica. *Respuestas: a*) 328°C, *b*) 4.29 kg/s, *c*) 28.6 MW, *d*) 39.3 por ciento

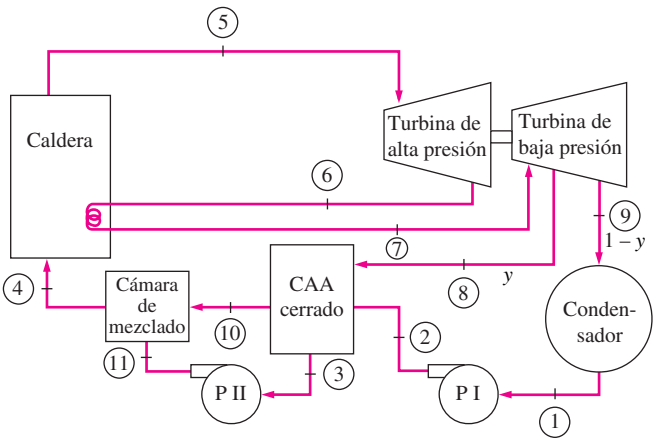


FIGURA P10-52

Análisis de la segunda ley en el ciclo de potencia de vapor

10-53C ¿Cómo puede mejorarse la eficiencia de la segunda ley de un ciclo de Rankine ideal simple?

10-54 Determine la destrucción de exergía asociada con cada uno de los procesos del ciclo Rankine descrito en el problema 10-15. Suponga una temperatura de la fuente de 1 500 K y una temperatura del sumidero de 290 K.

10-55 Determine la destrucción de exergía asociada con cada uno de los procesos del ciclo Rankine descritos en el problema 10-16, suponiendo una temperatura de la fuente de 1 500 K y una temperatura del sumidero de 290 K.
Respuestas: 0, 1 112 kJ/kg, 0, 172.3 kJ/kg

10-56 Determine la destrucción de exergía asociada con cada uno de los procesos de rechazo de calor en el problema 10-22. Suponga una temperatura de la fuente de 1 500 K y una temperatura del sumidero de 290 K. También determine la exergía del vapor a la salida de la caldera. Considere P_0 = 100 kPa.

10-57 Determine la destrucción de exergía asociada con cada uno de los procesos del ciclo Rankine con recalentamiento

descritos en el problema 10-32. Suponga una temperatura de la fuente de 1 800 K y una temperatura del sumidero de 300 K.

10-58 Reconsidere el problema 10-57 y utilice el software EES (u otro) para resolver este problema mediante la característica de entrada de datos de la ventana del diagrama del EES. Incluya los efectos de las eficiencias de la turbina y la bomba para evaluar las irreversibilidades asociadas con cada uno de los procesos. Grafique el ciclo sobre un diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación y discuta los resultados de sus estudios paramétricos.

10-59 Determine la destrucción de exergía asociada con el proceso de adición de calor y el proceso de expansión en el problema 10-34. Suponga una temperatura de la fuente de 1 600 K y una temperatura del sumidero de 285 K. Encuentre también la exergía del vapor a la salida de la caldera. Considere $P_0 = 100$ kPa.

Respuestas: 1 289 kJ/kg, 247.9 kJ/kg, 1 495 kJ/kg

10-60 Determine la destrucción de exergía asociada con el ciclo regenerativo descrito en el problema 10-44, pero suponga una temperatura de la fuente de 1 500 K y una temperatura del sumidero de 290 K. *Respuesta:* 1 155 kJ/kg

10-61 Determine la destrucción de exergía asociada con los procesos de recalentamiento y regeneración descritos en el problema 10-49. Suponga una temperatura de la fuente de 1 800 K y una temperatura del sumidero de 290 K.

10-62 En la figura P10-62 se ofrece el esquema de una central eléctrica geotérmica con el número de estados. El recurso geotérmico existe como líquido saturado a 230°C, el cual se retira del pozo de producción a una tasa de 230 kg/s y se evapora a una presión de 500 kPa mediante un proceso de evaporación instantánea y esencialmente isentálpico en el que el vapor resultante se separa del líquido por medio de un separador y se dirige a la turbina. El vapor deja la turbina a 10 kPa con un contenido de humedad de 5 por ciento y entra en el condensador donde se condensa; después se envía a un pozo de reinyección junto con el líquido separado en el separador. Determine *a*) la salida de potencia de la turbina y la eficiencia térmica de la central, *b*) la exergía del líquido geotérmico a la salida de la cámara de evaporación instantánea, y las destrucciones de exergía y las eficiencias de segunda ley (exergética) para *c*) la cámara de evaporación instantánea, *d*) la turbina y *e*) toda la central.

Respuestas: a) 10.8 MW, 0.053, *b*) 17.3 MW, *c*) 5.1 MW, 0.898, *d*) 10.9 MW, 0.500, *e*) 39.0 MW, 0.218

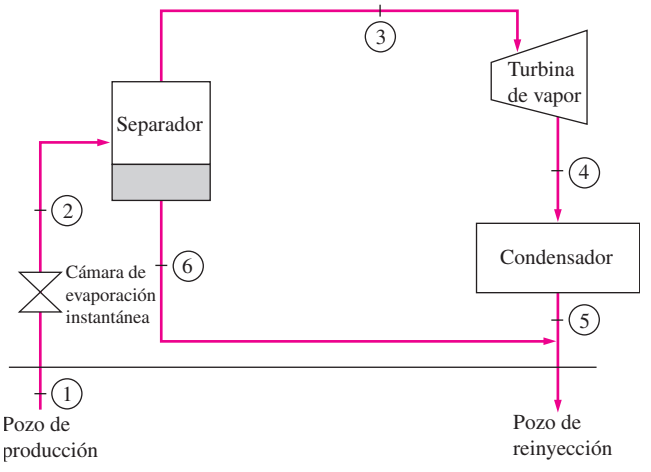


FIGURA P10-62

Cogeneración

10-63C ¿Cómo se define el factor de utilización ϵ_u para centrales de cogeneración? ¿Podría ser ϵ_u la unidad en una central de cogeneración que no produce potencia?

10-64C Considere una central de cogeneración para la cual el factor de utilización es 1. ¿La irreversibilidad asociada con este ciclo es necesariamente cero? Explique.

10-65C Considere una central de cogeneración para la que el factor de utilización es 0.5. ¿Puede ser cero la destrucción de exergía asociada con este ciclo? Si es así, ¿bajo qué condiciones?

10-66C ¿Cuál es la diferencia entre la cogeneración y la regeneración?

10-67 En la turbina de una central de cogeneración entra vapor a 7 MPa y 500°C. Una cuarta parte del vapor se extrae de la turbina a una presión de 600 kPa para calentamiento de proceso. El vapor restante continúa expandiéndose hasta 10 kPa mientras que el vapor extraído se condensa después y se mezcla con el agua de alimentación a presión constante. Esta mezcla se bombea hasta la presión de la caldera de 7 MPa. El flujo másico del vapor a través de la caldera es de 30 kg/s. Descarte todas las caídas de presión y las pérdidas de calor en la tubería y suponga que la turbina y la bomba son isentrópicas, determine la potencia neta producida y el factor de utilización de la central.

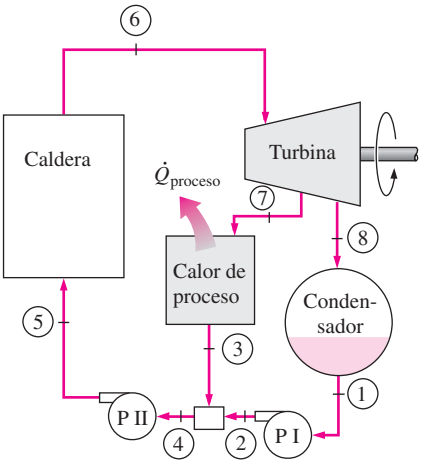


FIGURA P10-67

10-68E Una gran planta de procesamiento de alimentos requiere 2 lbm/s de vapor saturado o ligeramente sobrecalentado a 80 psia, el cual se extrae de la turbina de una central de cogeneración. La caldera genera vapor a 1 000 psia y 1 000°F a

una tasa de 5 lbm/s; la presión del condensador es 2 psia. El vapor sale del calentador del proceso como líquido saturado. Después se mezcla con el agua de alimentación a la misma presión y esta mezcla se bombea hasta la presión de la caldera. Suponiendo que tanto las bombas como la turbina tienen eficiencias isentrópicas de 86 por ciento, determine *a*) la tasa de transferencia de calor a la caldera y *b*) la salida de potencia de la central de cogeneración.

Respuestas: a) 6 667 Btu/s, *b*) 2 026 kW

10-69 En la caldera de una central de cogeneración se genera vapor a 10 MPa y 450°C a una tasa estable de 5 kg/s. Bajo operación normal, el vapor se expande en una turbina hasta una presión de 0.5 MPa y después se envía al calentador del proceso, donde se le suministra calor de proceso. El vapor sale de dicho calentador como líquido saturado y se bombea hasta la presión de la caldera. De este modo, nada de vapor pasa a través del condensador, que opera a 20 kPa.

a) Determine la potencia producida y la tasa a la cual el calor de proceso se suministra de este modo.

b) Determine la potencia producida y la tasa de calor de proceso suministrado si únicamente se envía 60 por ciento del vapor al calentador de proceso y el resto se expande hasta la presión del condensador.

10-70 Considere una central eléctrica de cogeneración modificada con regeneración. El vapor entra a la turbina a 6 MPa y 450°C y se expande hasta una presión de 0.4 MPa. A esta presión, 60 por ciento del vapor se extrae de la turbina y el resto se expande hasta 10 kPa. Parte del vapor extraído se utiliza para calentar el agua de alimentación en un calentador abierto de agua de alimentación. El resto del vapor extraído se usa en el calentamiento de proceso y sale del calentador de proceso como un líquido saturado a 0.4 MPa. Se mezcla entonces con el agua de alimentación que sale del calentador de agua de alimentación, y la mezcla se bombea hasta la presión de la caldera. Suponiendo que las turbinas y las bombas son isentrópicas, muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine el flujo másico del vapor a través de la caldera para una salida de potencia neta de 15 MW.

Respuesta: 17.7 kg/s

10-71 Retome el problema 10-70 y use el software EES (u otro) para investigar el efecto que causa sobre el flujo másico la presión de extracción para remover vapor de la turbina que se utilizará tanto para el calentador del proceso como para el calentador de agua de alimentación abierto. Grafique el flujo másico a través de la caldera como función de la presión de extracción y explique los resultados.

10-72E En la caldera de una central de cogeneración se genera vapor a 600 psia y 800°F a una tasa de 18 lbm/s. La central producirá electricidad mientras cubre los requerimientos de vapor de proceso para cierta aplicación industrial. Un tercio del vapor que sale de la caldera se estrangula hasta una presión de 120 psia y se envía al calentador del proceso. El resto del vapor se expande en una turbina isentrópica hasta una presión de 120 psia y también se envía al calentador del proceso. El vapor sale del calentador del proceso a 240°F. Sin tomar en cuenta el trabajo de la bomba, determine *a*) la potencia neta producida, *b*) la tasa de suministro de calor de proceso y *c*) el factor de utilización de esta central.

10-73 Una central de cogeneración producirá electricidad y 8 600 kJ/s de calor de proceso. Considere una central de cogeneración de vapor ideal. El vapor entra en la turbina de la caldera a 7 MPa y 500°C. Se extrae un cuarto del vapor de la turbina a una de presión 600 kPa para el calor de proceso, mientras que el resto continúa expandiéndose y escapa del condensador a 10 kPa. El vapor extraído para el calentador del proceso se comprime en el calentador y se mezcla con el agua de alimentación a 600 kPa. La mezcla se bombea a la presión de la caldera, que es de 7 MPa. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* con respecto a la línea de saturación, y determine *a*) el flujo másico de vapor que debe proporcionar la caldera, *b*) la potencia neta producida por la central y *c*) el factor de utilización.

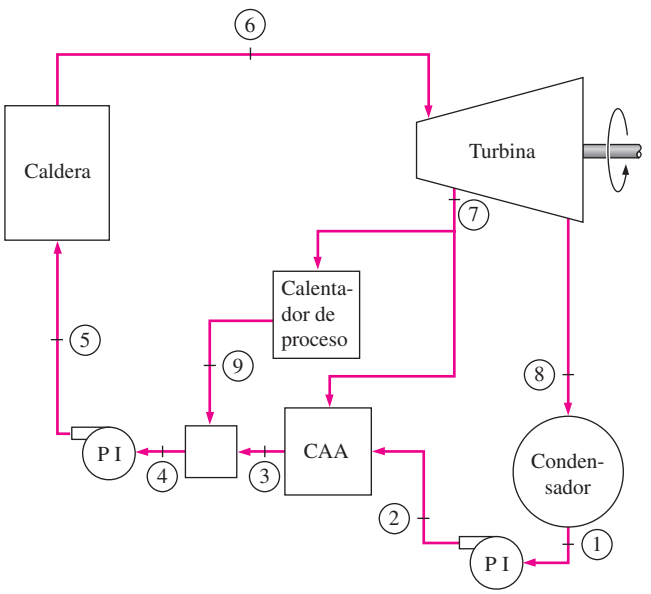


FIGURA P10-70

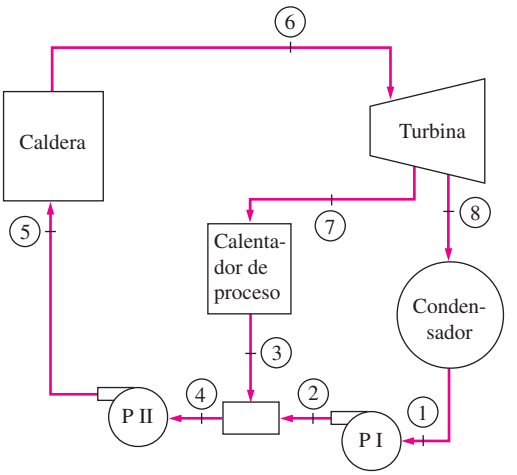


FIGURA P10-73

Ciclos de potencia combinados de gas y vapor

10-74C En ciclos combinados de gas y vapor, ¿cuál es la fuente de energía para el vapor?

10-75C ¿Por qué es más eficiente el ciclo combinado de gas y vapor que cualquiera de los ciclos operados de modo independiente?

10-76 La parte de la turbina de gas de una central eléctrica combinada de gas y vapor tiene una relación de presiones de 16. El aire entra al compresor a 300 K a una tasa de 14 kg/s y se calienta hasta 1 500 K en la cámara de combustión. Los gases de combustión que salen de la turbina de gas se usan para calentar el vapor hasta 400°C y 10 MPa en un intercambiador de calor. Los gases de combustión salen del intercambiador de calor a 420 K, mientras el vapor que sale de la turbina se condensa a 15 kPa. Suponiendo que todos los procesos de compresión y expansión son isentrópicos, determine *a*) el flujo másico, *b*) la salida de potencia neta y *c*) la eficiencia térmica del ciclo combinado. Para el aire, suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Respuestas: a) 1.275 kg/s, *b*) 7 819 kW, *c*) 66.4 por ciento

10-77 Considere una central eléctrica combinada de gas y vapor que tiene una salida neta de potencia de 450 MW. La relación de presiones del ciclo de la turbina de gas es 14. El aire entra al compresor a 300 K y a la turbina a 1 400 K. Los gases de combustión que salen de la turbina de gas se utilizan para calentar el vapor a 8 MPa hasta 400°C en un intercambiador de calor. Los gases de combustión salen del intercambiador de calor a 460 K. Un calentador abierto de agua de alimentación se incorpora al ciclo de vapor que opera a una presión de 0.6 MPa. La presión del condensador es de 20 kPa. Suponiendo que todos los procesos de compresión y expansión son isentrópicos, determine *a*) la relación de los flujos másicos del aire y del vapor, *b*) la tasa requerida de entrada de calor en la cámara de combustión y *c*) la eficiencia térmica del ciclo combinado.

10-78 Reconsidere el problema 10-77 y use el software EES (u otro) para analizar los efectos de la relación de presión del ciclo de gas, cuando varía de 10 a 20, sobre la relación entre el flujo de gas y el flujo de vapor, así como sobre la eficiencia térmica del ciclo. Grafique sus resultados como funciones de la relación de presión del ciclo de gas y explique los resultados.

10-79 Repita el problema 10-77 pero suponga eficiencias adiabáticas de 100 por ciento para la bomba, 82 por ciento para el compresor y 86 por ciento para las turbinas de gas y de vapor.

10-80 Reconsidere el problema 10-79 y emplee el software EES (u otro) para estudiar los efectos que produce la relación de presión del ciclo de gas, cuando varía de 10 a 20, sobre la relación entre el flujo de gas y el flujo de vapor, así como sobre la eficiencia térmica del ciclo. Grafique sus resultados como funciones de la relación de presión del ciclo de gas y explique los resultados.

10-81 Considere un ciclo de potencia combinado de gas y vapor. El ciclo superior es un ciclo de Brayton simple que tiene una relación de presión de 7. El aire entra en el compresor a 15°C a una tasa de 10 kg/s mientras que a la turbina de gas lo hace a 950°C. El ciclo inferior es un ciclo Rankine con recalentamiento entre los límites de presión de 6 MPa y 10 kPa. El vapor se calienta en un intercambiador de calor a una tasa de 1.15 kg/s mediante los gases de escape de la turbina de gas y salen del intercambiador de calor a 200°C. El vapor sale de la turbina de alta presión a 1.0 MPa y se recalienta a 400°C en el intercambiador de calor antes de que se expanda en la turbina de baja presión. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 80 por ciento para las bombas y turbina, determine *a*) el contenido de humedad a la salida de la turbina de baja presión, *b*) la temperatura del vapor a la entrada de la turbina de alta presión, *c*) la salida de potencia neta y la eficiencia térmica de la central combinada.

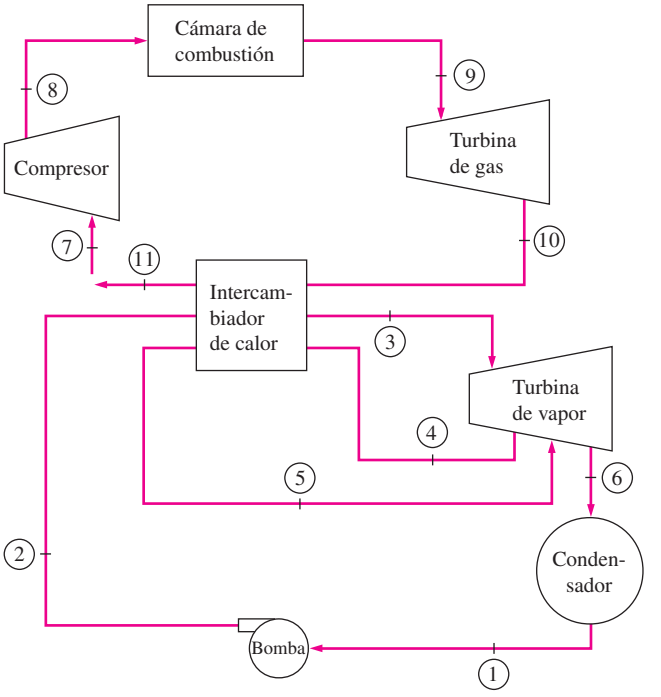


FIGURA P10-81

Tema especial: ciclos binarios de vapor

10-82C ¿Qué es un ciclo binario de potencia? ¿Cuál es su propósito?

10-83C Escriba un balance de energía respecto del intercambiador de calor de un ciclo de potencia binario de vapor y obtenga una expresión para la relación de tasas de flujo másico de dos fluidos en términos de sus entalpías.

10-84C ¿Por qué el vapor no es un fluido de trabajo ideal en los ciclos de potencia de vapor?

10-85C ¿Por qué el mercurio es un fluido de trabajo apropiado para la parte superior de un ciclo de vapor binario, pero no para el ciclo inferior?

10-86C ¿Cuál es la diferencia entre el ciclo de potencia binario de vapor y el ciclo de potencia combinado de gas y vapor?

Problemas de repaso

10-87 Muestre que la eficiencia térmica de una central eléctrica combinada de gas y vapor η_{cc} puede expresarse como

$$\eta_{cc} = \eta_g + \eta_s - \eta_g\eta_s$$

donde $\eta_g = W_g/Q_{entrada}$ y $\eta_s = W_s/Q_{g,salida}$ son las eficiencias térmicas de los ciclos de gas y vapor, respectivamente. Utilizando esta relación, determine la eficiencia térmica de un ciclo de potencia combinado que consiste en un ciclo superior de turbina de gas con una eficiencia de 40 por ciento y un ciclo inferior de turbina de vapor con una eficiencia de 30 por ciento.

10-88 Es posible mostrar que la eficiencia térmica de una central eléctrica combinada de gas y vapor, η_{cc}, puede expresarse en términos de las eficiencias térmicas de los ciclos de turbina de gas y de turbina de vapor como

$$\eta_{cc} = \eta_g + \eta_s - \eta_g\eta_s$$

Pruebe que el valor de η_{cc} es mayor que η_g o η_s. Esto es, el ciclo combinado es más eficiente que los ciclos de turbina de gas y de turbina de vapor por sí solos.

10-89 Considere una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine ideal con recalentamiento entre los límites de presión de 25 MPa y 10 kPa con una temperatura del ciclo máxima de 600°C y un contenido de humedad de 8 por ciento a la salida de la turbina. Para una temperatura de recalentamiento de 600°C, determine las presiones de recalentamiento del ciclo para los casos de *a*) recalentamiento simple y *b*) recalentamiento doble.

10-90E La central eléctrica geotérmica Stillwater, en Nevada, que inició su operación comercial completa en 1986 se diseñó para funcionar con siete unidades idénticas. Cada una se compone de un par de ciclos de potencia, nombrados Nivel I y Nivel II, los cuales operan en el ciclo Rankine simple y utilizan un fluido orgánico como fluido de trabajo.

La fuente de calor para la central es el agua geotérmica (salmuera) que entra a 325°F al evaporador (caldera) del Nivel I de cada unidad a una tasa de 384 286 lbm/h y que libera 22.79 MBtu/h ("M" representa un millón). El fluido orgánico que entra al evaporador a 202.2°F a una tasa de 157 895 lbm/h sale de ahí a 282.4°F y 225.8 psia como vapor saturado. Este vapor saturado se expande en la turbina hasta 95.8°F y 19.0 psia y produce 1 271 kW de potencia eléctrica. Cerca de 200 kW de esta potencia es consumida por las bombas, los equipos auxiliares y los seis ventiladores del condensador. Después, el fluido orgánico de trabajo se condensa en un condensador de aire donde es enfriado por medio del aire que entra al condensador a 55°F y a una tasa de 4 195 100 lbm/h y sale a 84.5°F. El fluido de trabajo se bombea y después se precalienta hasta 202.2°F, absorbiendo 11.14 MBtu/h de calor del agua geotérmica (proveniente del evaporador del Nivel II) que entra al precalentador a 211.8°F, y que sale a 154.0°F.

Tome el calor específico promedio del agua geotérmica como 1.03 Btu/lbm · °F y determine *a*) la temperatura de salida del agua geotérmica del evaporador, *b*) la tasa de rechazo de calor del fluido de trabajo hacia el aire en el condensador, *c*) el flujo másico del agua geotérmica en el precalentador y *d*) la eficiencia térmica del ciclo del Nivel I de esta central geotérmica. *Respuestas: a*) 267.4°F, *b*) 29.7 MBtu/h, *c*) 187 120 lbm/h, *d*) 10.8 por ciento

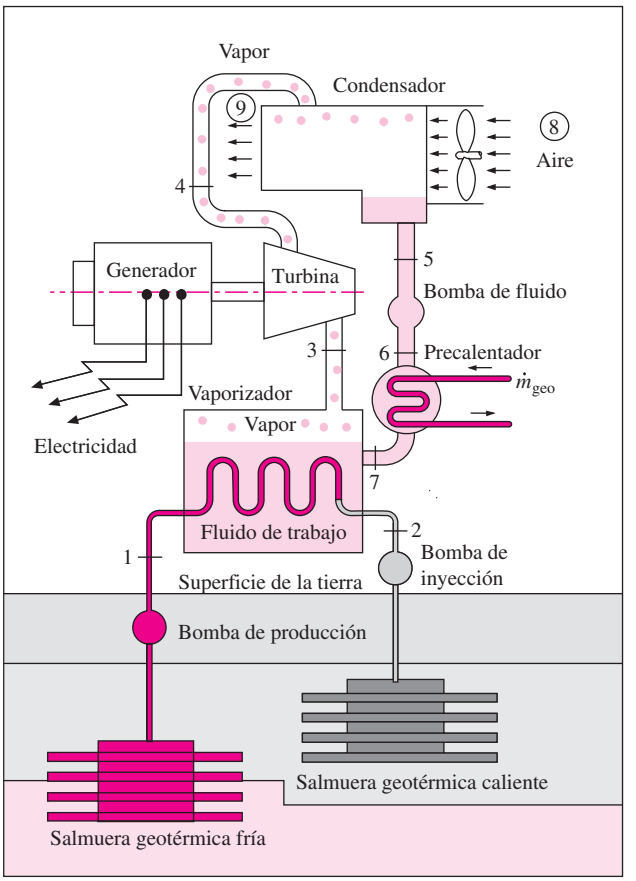


FIGURA P10-90E

Esquema de una central geotérmica binaria.

Cortesía de ORMAT Energy Systems, Inc.

10-91 En la turbina de una central eléctrica de vapor que opera con un ciclo Rankine ideal simple entra vapor a una presión de 6 MPa y sale como vapor saturado a 7.5 kPa. El calor se transfiere al vapor en la caldera a una tasa de 40 000 kJ/s. El vapor se enfría en el condensador mediante el agua de enfriamiento proveniente de un río cercano, la cual entra al condensador a 15°C. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la temperatura de entrada de la turbina, *b*) la salida neta de potencia y la eficiencia térmica y *c*) el flujo másico mínimo del agua de enfriamiento que se requiere.

10-92 Una central eléctrica de vapor opera con un ciclo Rankine ideal con dos etapas de recalentamiento y tiene una salida neta de potencia de 120 MW. El vapor entra a las tres etapas de la turbina a 500°C. La presión máxima en el ciclo

es 15 MPa y la mínima 5 kPa. El vapor se recalienta a 5 MPa la primera vez y a 1 MPa la segunda. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la eficiencia térmica del ciclo y *b*) el flujo másico del vapor. *Respuestas: a*) 45.5 por ciento, *b*) 64.4 kg/s

10-93 Considere una central eléctrica de vapor que opera con un ciclo Rankine regenerativo y tiene una salida neta de potencia de 150 MW. El vapor entra a la turbina a 10 MPa y 500°C, mientras que al condensador lo hace a 10 kPa. La eficiencia isentrópica de la turbina es 80 por ciento y la de la bomba 95 por ciento. El vapor se extrae de la turbina a 0.5 MPa para calentar el agua de alimentación en un calentador abierto. El agua sale del calentador de agua de alimentación como líquido saturado. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* y determine *a*) el flujo másico del vapor a través de la caldera y *b*) la eficiencia térmica del ciclo. Determine también la destrucción de exergía asociada con el proceso de regeneración. Suponga una temperatura de la fuente de 1 300 K y una temperatura del sumidero de 303 K.

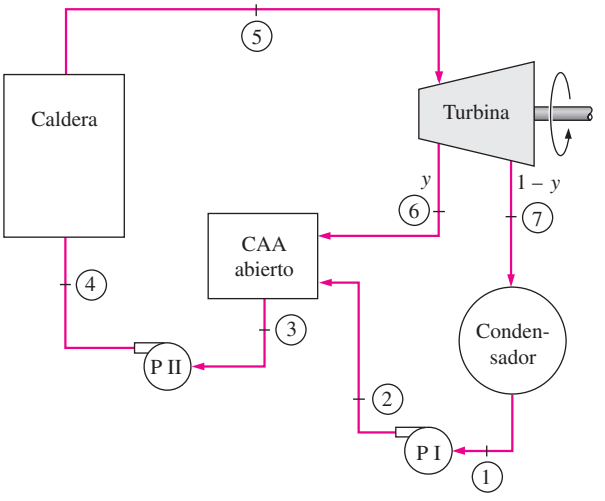


FIGURA P10-93

10-94 Repita el problema 10-93 pero suponga que tanto la bomba como la turbina son isentrópicas.

10-95 Considere un ciclo Rankine ideal de recalentamiento regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. La presión de la caldera es 10 MPa, la del condensador 15 kPa, la del recalentador 1 MPa, y la del agua de alimentación 0.6 MPa. El vapor entra tanto a la turbina de alta presión como a la de baja presión a 500°C. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la fracción de vapor extraída para la regeneración y *b*) la eficiencia térmica del ciclo.
Respuestas: a) 0.144, *b*) 42.1 por ciento

10-96 Repita el problema 10-95 pero suponga una eficiencia adiabática de 84 por ciento para las turbinas y de 100 por ciento para las bombas.

10-97 Una central eléctrica de vapor opera con un ciclo Rankine ideal de recalentamiento regenerativo con un recalentador y dos calentadores de agua de alimentación, uno abierto y otro cerrado. El vapor entra a la turbina de alta presión a 15 MPa y 600°C, mientras que a la turbina de baja presión lo hace a 1 MPa y 500°C. La presión del condensador es de 5 kPa. El vapor se extrae de la turbina a 0.6 MPa y se envía al calentador cerrado, mientras que se manda a 0.2 MPa al calentador abierto. En el calentador cerrado el agua se calienta hasta la temperatura de condensación del vapor extraído, el cual sale del calentador cerrado como líquido saturado que después es estrangulado y enviado hacia el calentador abierto de agua de alimentación. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la fracción del vapor extraído de la turbina para el calentador abierto de agua de alimentación, *b*) la eficiencia térmica del ciclo y *c*) la salida neta de potencia para un flujo másico de 42 kg/s a través de la caldera.

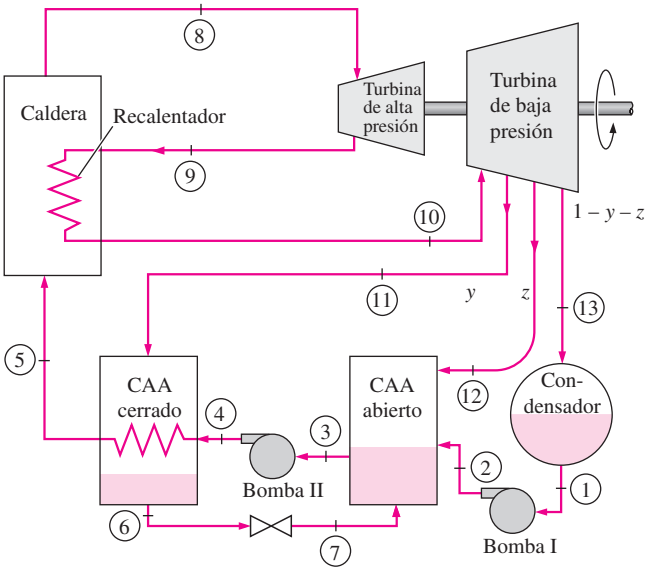


FIGURA P10-97

10-98 Considere una central eléctrica de cogeneración que se modifica con recalentamiento y que produce 3 MW de potencia y suministra 7 MW de calor de proceso. El vapor entra a la turbina de alta presión a 8 MPa y 500°C, y se expande hasta una presión de 1 MPa. A esta presión, una parte del vapor se extrae de la turbina y se envía al calentador de proceso, mientras que el resto se recalienta hasta 500°C y se expande en la turbina de baja presión hasta la presión del condensador, que es de 15 kPa. El vapor condensado en el condensador se bombea hasta 1 MPa y se mezcla con el vapor extraído que sale del calentador del proceso como líquido comprimido a 120°C. Después la mezcla se bombea hasta la presión de la caldera. Suponiendo que la turbina es isentrópica, muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación; ignore el trabajo de la bomba y determine *a*) la tasa de entrada

de calor en la caldera y *b*) la fracción de vapor extraído para el calentamiento del proceso.

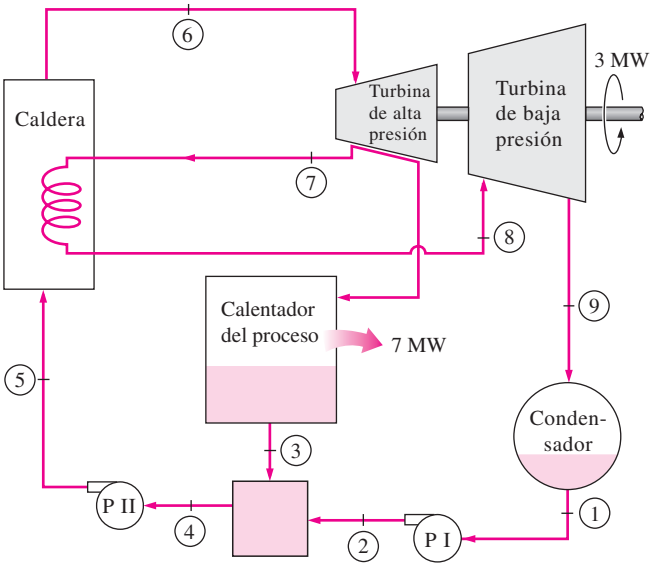


FIGURA P10-98

10-99 El ciclo de turbina de gas de una central eléctrica de ciclo combinado de gas y vapor tiene una relación de presiones de 8. El aire entra al compresor a 290 K mientras que a la turbina lo hace a 1 400 K. Los gases de combustión que salen de la turbina de gas se utilizan para calentar el vapor a 15 MPa hasta 450°C en un intercambiador de calor. Los gases de combustión salen del intercambiador de calor a 247°C. El vapor se expande en una turbina de alta presión hasta una presión de 3 MPa y se recalienta en la cámara de combustión hasta 500°C antes de expandirse en una turbina de baja presión hasta 10 kPa. El flujo másico del vapor es de 30 kg/s. Suponiendo que todos los procesos de compresión y expansión son isentrópicos, determine *a*) el flujo másico del aire en el ciclo de la turbina de gas, *b*) la tasa de entrada de calor total y *c*) la eficiencia térmica del ciclo combinado.

Respuestas: a) 263 kg/s, *b*) 2.80×10^5 kJ/s, *c*) 55.6 por ciento

10-100 Repita el problema 10-99 pero esta vez suponga eficiencias isentrópicas de 100 por ciento para la bomba, 80 por ciento para el compresor y 85 por ciento para las turbinas de gas y vapor.

10-101 A partir de la ecuación 10-20 demuestre que la destrucción de exergía asociada a un ciclo Rankine ideal simple puede expresarse como $i = q_{\text{entrada}}(\eta_{\text{ter,Carnot}} - \eta_{\text{ter}})$, donde η_{ter} es la eficiencia del ciclo Rankine y $\eta_{\text{th,Carnot}}$ es la eficiencia del ciclo de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

10-102 Una turbina de vapor de alta presión recibe vapor de una caldera en condiciones que se van a determinar. La turbina de alta presión tiene una eficiencia isentrópica de 75 por ciento. La condición de salida de la turbina de alta presión es 1.4 MPa de vapor saturado, y la turbina produce 1 MW de potencia. El vapor a la salida de la turbina se extrae a una tasa de 1 000 kg/min y se envía a un calentador de proceso mientras que el resto del vapor se suministra a una turbina de vapor de baja presión cuya eficiencia isentrópica es de 60 por ciento. La turbina de baja presión permite que el vapor se expanda a una presión de 10 kPa, de manera que produce 0.8 MW de potencia. Determine la temperatura, la presión y el flujo másico de vapor a la entrada de la turbina de alta presión.

10-103 Una planta textil requiere 4 kg/s de vapor saturado a 2 MPa que se extraen de la turbina de una central de cogeneración. El vapor entra en la turbina a 8 MPa y 500°C a una tasa de 11 kg/s y sale a 20 kPa. El vapor extraído sale del calentador de proceso como líquido saturado y se mezcla con el agua de alimentación a presión constante. La mezcla se bombea a la presión de la caldera. Suponiendo una eficiencia isentrópica de 88 por ciento para la turbina y las bombas, determine *a*) la tasa de suministro de calor de proceso, *b*) la salida de potencia neta y *c*) el factor de utilización de la planta.

Respuestas: a) 8.56 MW, *b*) 8.60 MW, *c*) 53.8 por ciento

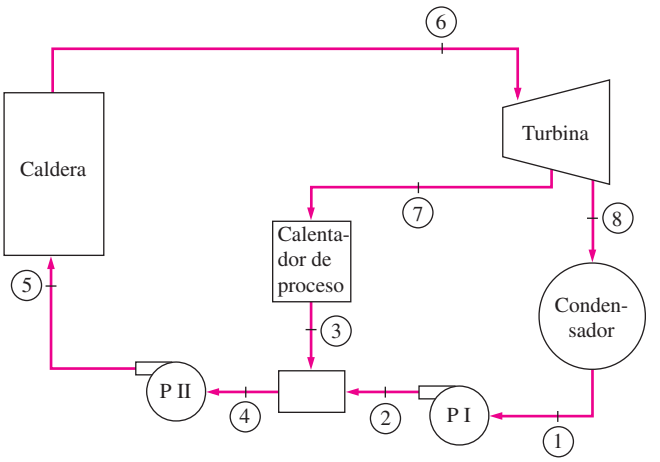


FIGURA P10-103

10-104 Use el software EES (u otro) para investigar el efecto de la presión del condensador sobre el desempeño de un ciclo Rankine ideal simple. Las condiciones del vapor en la entrada de la turbina se mantienen constantes a 5 MPa y 500°C, mientras la presión del condensador varía de 5 a 100 kPa. Determine la eficiencia térmica del ciclo y grafique contra la presión del condensador. Discuta los resultados.

10-105 Emplee el software EES (u otro) e investigue el efecto de la presión de la caldera sobre el desempeño de un ciclo Rankine ideal simple. El vapor entra a la turbina a 500°C y sale a 10 kPa. La presión de la caldera varía de 0.5 a 20 MPa. Determine la eficiencia térmica del ciclo y grafique contra la presión de la caldera. Explique los resultados.

10-106 Utilice el software EES (u otro) e investigue el efecto que causa sobrecalentar el vapor sobre el desempeño de un ciclo Rankine ideal simple. El vapor entra a la turbina a 3 MPa y sale a 10 kPa. La temperatura de entrada de la turbina varía de 250 a 1 100°C. Determine la eficiencia térmica del ciclo y grafique contra la temperatura de entrada de la turbina. Explique los resultados.

10-107 Use el software EES (u otro) e investigue el efecto de la presión de recalentamiento sobre el desempeño de un ciclo Rankine ideal simple. Las presiones máxima y mínima en el ciclo son 15 MPa y 10 kPa, respectivamente, y el vapor entra en ambas etapas de la turbina a 500°C. La presión de recalentamiento varía de 12.5 MPa a 0.5 MPa. Determine la eficiencia térmica del ciclo y grafíquela contra la presión de recalentamiento. Explique los resultados.

10-108 Emplee el software EES (u otro) e investigue el efecto que produce el número de etapas de recalentamiento sobre el desempeño de un ciclo Rankine ideal. Las presiones máxima y mínima en el ciclo son 15 MPa y 10 kPa, respectivamente, y el vapor entra a todas las etapas de la turbina a 500°C. Para cada caso, se mantiene aproximadamente la misma relación de presión a través de cada etapa de la turbina. Determine la eficiencia térmica del ciclo y grafíquela contra el número de etapas de recalentamiento 1, 2, 4 y 8. Explique los resultados.

10-109 Use el software EES (u otro) e investigue e1 efecto que provoca la presión de extracción sobre el desempeño de un ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. El vapor entra a la turbina a 15 MPa y 600°C, mientras que al condensador lo hace a 10 kPa. Determine la eficiencia térmica del ciclo y grafíquela contra presiones de extracción de 12.5, 10, 7, 5, 2, 1, 0.5, 0.1 y 0.05 MPa. Explique los resultados.

10-110 Utilice el software EES (u otro) e investigue el efecto que produce el número de etapas de regeneración sobre el desempeño de un ciclo Rankine ideal regenerativo. El vapor entra a la turbina a 15 MPa y 600°C, mientras que al condensador lo hace a 5 kPa. Para cada caso, mantenga aproximadamente la misma diferencia de temperaturas entre cualquiera de las dos etapas de regeneración. Determine la eficiencia térmica del ciclo y grafíquela contra el número de etapas de regeneración para 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8 y 10 etapas de regeneración.

Problemas para el examen de Fundamentos de Ingeniería (FI)

10-111 Considere un ciclo de Carnot de flujo estable con agua como fluido de trabajo y ejecutado bajo la curva de saturación entre los límites de presión de 8 MPa y 20 kPa. El agua cambia de líquido saturado a vapor saturado durante el proceso de adición de calor. La salida neta de trabajo de este ciclo es

a) 494 kJ/kg *b*) 975 kJ/kg *c*) 596 kJ/kg
d) 845 kJ/kg *e*) 1 148 kJ/kg

10-112 Un ciclo Rankine ideal simple opera entre los límites de presión de 10 kPa y 3 MPa, con una temperatura de entrada de turbina de 600°C. Si se ignora el trabajo de la bomba, la eficiencia del ciclo es

a) 24 por ciento *b*) 37 por ciento *c*) 52 por ciento
d) 63 por ciento *e*) 71 por ciento

10-113 Un ciclo Rankine ideal simple opera entre los límites de presión de 10 kPa y 5 MPa, con una temperatura de entrada de turbina de 600°C. La fracción másica de vapor que se condensa en la salida de la turbina es

a) 6 por ciento *b*) 9 por ciento *c*) 12 por ciento
d) 15 por ciento *e*) 18 por ciento

10-114 Una central eléctrica de vapor opera sobre un ciclo Rankine ideal simple entre los límites de presión de 10 kPa y 10 MPa, con una temperatura de entrada de turbina de 600°C. La tasa de transferencia de calor en la caldera es de 800 kJ/s. Ignorando el trabajo de la bomba, la salida de potencia de esta central es

a) 243 kW *b*) 284 kW *c*) 508 kW
d) 335 kW *e*) 800 kW

10-115 Considere una central eléctrica combinada de gas y vapor. El agua para el ciclo de vapor se calienta en un intercambiador de calor bien aislado por medio de gases de escape que entran a 800 K a una tasa de 60 kg/s y salen a 400 K. El agua entra al intercambiador de calor a 200°C y 8 MPa, y lo deja a 350°C y 8 MPa. Si los gases de escape son tratados como aire con calores específicos constantes a temperatura ambiente, el flujo másico a través del intercambiador de calor es

a) 11 kg/s *b*) 24 kg/s *c*) 46 kg/s
d) 53 kg/s *e*) 60 kg/s

10-116 Un ciclo Rankine ideal con recalentamiento opera entre los límites de presión de 10 kPa y 8 MPa. El recalentamiento ocurre a 4 MPa. La temperatura del vapor en las entradas de ambas turbinas es de 500°C, y la entalpía del vapor es de 3 185 kJ/kg en la salida de la turbina de alta presión, y de 2 247 kJ/kg en la salida de la turbina de baja presión. Ignorando el trabajo de la bomba, la eficiencia del ciclo es de

a) 29 por ciento *b*) 32 por ciento *c*) 36 por ciento
d) 41 por ciento *e*) 49 por ciento

10-117 En una central eléctrica de vapor, el agua de alimentación presurizada se calentará en un calentador abierto de agua de alimentación ideal que opera a una presión de 0.5 MPa con vapor extraído de la turbina. Si la entalpía del agua de alimentación es de 252 kJ/kg y la entalpía del vapor extraído es de 2 665 kJ/kg, la fracción de masa del vapor extraído de la turbina es

a) 4 por ciento *b*) 10 por ciento *c*) 16 por ciento
d) 27 por ciento *e*) 12 por ciento

10-118 Considere una central eléctrica de vapor que opera en un ciclo Rankine regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación. La entalpía del vapor es de 3 374 kJ/kg en la entrada de la turbina, 2 797 kJ/kg en la ubicación de la extracción y de 2 346 kJ/kg en la salida de la turbina. La salida de potencia neta de la central es de 120 MW y la fracción del vapor "extraído" de la turbina por regeneración es de

0.172. Si el trabajo de la bomba es insignificante, el flujo másico de vapor a la entrada de la turbina es de

a) 117 kg/s *b*) 126 kg/s *c*) 219 kg/s
d) 268 kg/s *e*) 679 kg/s

10-119 Considere un ciclo Rankine ideal simple. Si la presión del condensador disminuye mientras se mantiene constante el estado de entrada de la turbina,
a) la salida de trabajo de la turbina disminuirá.
b) la cantidad de calor expulsado disminuirá.
c) la eficiencia del ciclo disminuirá.
d) el contenido de humedad en la salida de la turbina disminuirá.
e) la entrada de trabajo de la bomba disminuirá.

10-120 Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones de caldera y condensador fijas. Si el vapor es sobrecalentado a una temperatura mayor,
a) la salida de trabajo de la turbina disminuirá.
b) la cantidad de calor rechazado disminuirá.
c) la eficiencia del ciclo disminuirá.
d) el contenido de humedad en la salida de la turbina disminuirá.
e) la cantidad de calor de entrada disminuirá.

10-121 Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones de caldera y condensador fijas. Si el ciclo es modificado con recalentamiento,
a) la salida de trabajo de la turbina disminuirá.
b) la cantidad de calor rechazado disminuirá.
c) la entrada de trabajo de la bomba disminuirá.
d) el contenido de humedad a la salida de la turbina disminuirá.
e) la cantidad de calor de entrada disminuirá.

10-122 Considere un ciclo Rankine ideal simple con presiones de caldera y condensador fijas. Si el ciclo es modificado con regeneración que involucra a un calentador abierto de agua de alimentación (elija la respuesta correcta por unidad de masa de vapor que fluye a través de la caldera),
a) la salida de trabajo de la turbina disminuirá.
b) la cantidad de calor rechazado aumentará.
c) el ciclo de eficiencia térmica disminuirá.
d) la calidad del vapor en la salida de la turbina disminuirá.
e) la cantidad de calor de entrada aumentará.

10-123 Considere una central eléctrica de cogeneración modificada con regeneración. El vapor entra a la turbina a 6 MPa y 450°C a una tasa de 20 kg/s y se expande a una presión de 0.4 MPa. A esta presión, 60 por ciento del vapor se extrae de la turbina y el resto se expande a una presión de 10 kPa. Parte del vapor extraído se usa para calentar agua de alimentación en un calentador abierto de agua de alimentación, mientras el resto del vapor extraído se usa para calentamiento de proceso y sale del calentador de proceso como líquido saturado a 0.4 MPa. Este líquido saturado, subsecuentemente, se mezcla con el agua de alimentación que sale del calentador de agua de alimentación, y la mezcla se bombea a la presión de la caldera. El vapor en el condensador es enfriado y condensado por medio del agua de enfriamiento tomada de un río cercano, la cual entra al condensador adiabático a una tasa de 463 kg/s.

1. La salida de potencia total de la turbina es de

a) 17.0 MW *b*) 8.4 MW *c*) 12.2 MW
d) 20.0 MW *e*) 3.4 MW

2. La elevación de la temperatura del agua de enfriamiento del río en el condensador es de

a) 8.0°C *b*) 5.2°C *c*) 9.6°C
d) 12.9°C *e*) 16.2°C

3. El flujo másico del vapor a través del calentador del proceso es de

a) 1.6 kg/s *b*) 3.8 kg/s *c*) 5.2 kg/s
d) 7.6 kg/s *e*) 10.4 kg/s

4. La tasa de calor suministrado por el calentador del proceso, por unidad de masa, del vapor que pasa a través de él es

a) 246 kJ/kg *b*) 893 kJ/kg *c*) 1 344 kJ/kg
d) 1 891 kJ/kg *e*) 2 060 kJ/kg

5. La tasa de calor transferido al vapor en la caldera es

a) 26.0 MJ/s *b*) 53.8 MJ/s *c*) 39.5 MJ/s
d) 62.8 MJ/s *e*) 125.4 MJ/s

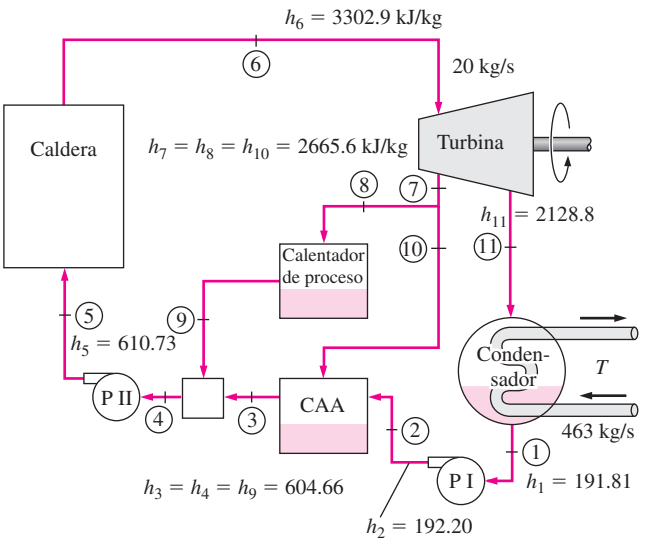


FIGURA P10-123

Problemas de diseño y ensayo

10-124 Diseñe un ciclo de potencia de vapor que pueda alcanzar una eficiencia térmica del ciclo de por lo menos 40 por ciento bajo las condiciones de que todas las turbinas tengan eficiencias isentrópicas de 85 por ciento y todas las bombas de 60 por ciento. Prepare un informe de ingeniería que describa su diseño. Este documento debe incluir, pero no limitarse a, lo siguiente:

a) Un análisis de los diferentes ciclos sustentados para alcanzar la meta, así como los aspectos positivos y negativos de su diseño.

b) Las figuras del sistema y los diagramas *T-s* con los estados indicados, así como la información de temperatura, presión, entalpía y entropía para su diseño.

c) Cálculos de muestra.

10-125 Comuníquese con la empresa que le proporciona el servicio eléctrico y obtenga información acerca de los aspectos termodinámicos de la central que la empresa haya construido más recientemente. Si se trata de una central convencional investigue por qué se prefirió así en lugar de una central de ciclo combinado altamente eficiente.

10-126 Varias centrales geotérmicas se encuentran en operación en Estados Unidos y se están construyendo más, ya que la fuente térmica de una central geotérmica es el agua geotérmica caliente, la cual es "energía gratuita". Se está analizando una central geotérmica de 8 MW en un sitio donde se dispone de agua geotérmica a 160°C. Esta agua servirá como fuente de calor para un ciclo de potencia Rankine cerrado con refrigerante 134a como fluido de trabajo. Especifique las temperaturas y presiones adecuadas para el ciclo y determine la eficiencia térmica del ciclo. Justifique sus selecciones.

10-127 Una central geotérmica de 10 MW se está tomando en cuenta en un sitio donde se dispone agua geotérmica a 230°C, la cual se evaporará en parte de manera instantánea dentro de una cámara a una presión inferior. El líquido se regresa al suelo mientras el vapor se utiliza para impulsar la turbina de vapor. Las presiones a la entrada y a la salida de la turbina se mantendrán por arriba de 200 kPa y 8 kPa, respectivamente. Las cámaras de evaporación instantánea de alta presión producen una pequeña cantidad de vapor con alta exergía, en tanto que las cámaras de evaporación instantánea de presión inferior producen considerablemente más vapor, pero a una exergía inferior. Pruebe varias presiones y determine la presión óptima de la cámara de evaporación instantánea para mejorar la producción de potencia por unidad de masa de agua geotérmica extraída. Determine también la eficiencia térmica en cada caso y suponga que 10 por ciento de la potencia producida se utiliza para accionar las bombas y otros equipos auxiliares.

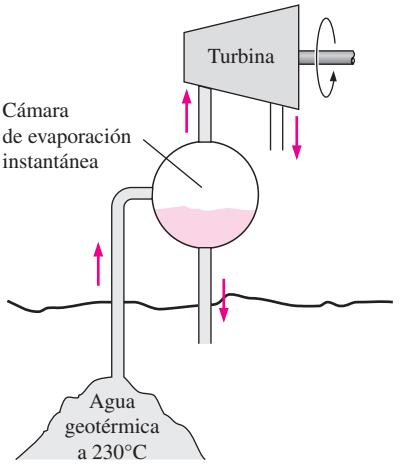


FIGURA P10-127

10-128 Un horno alimentado con gas natural en una planta textil se emplea para proporcionar vapor a 130°C. En momentos de alta demanda el horno suministra calor al vapor a una tasa de 30 MJ/s. La planta también consume hasta 6 MW de potencia eléctrica que se compra a una empresa eléctrica local. La administración de la planta tiene planes para convertir la planta de proceso existente en una central de cogeneración para cubrir sus necesidades tanto de calor de proceso como de electricidad. Como ejercicio proponga algunos diseños. Considere diseños basados en una turbina de gas o en una turbina de vapor. Decida primero si un sistema basado en alguna de estas dos turbinas servirá mejor al objetivo, considerando el costo y la complejidad. Después proponga su diseño para la central de cogeneración completa con presiones y temperaturas, así como con relaciones de flujo de masa. Demuestre que el diseño propuesto cubre los requerimientos de potencia y de calor de proceso de la central.

10-129E Un fabricante de equipo fotográfico utiliza un flujo de 64 500 lbm/h de vapor en su proceso de manufactura. Por ahora, el vapor utilizado a 3.8 psig y 224°F se desecha hacia la atmósfera. Elabore el diseño preliminar de un sistema que utilice de manera económica la energía del vapor desechado. Si se produce electricidad, puede generarse aproximadamente 8 000 h/año y su valor es de 0.05 dólares/kWh. Si la energía se usa para calefacción, el valor también es de 0.05 dólares/kWh, pero sólo puede utilizarse aproximadamente 3 000 h/año (únicamente durante la "temporada de calefacción"). Si el vapor se condensa y el líquido H_2O se recicla a través del proceso, su valor es de 0.50 dólares/100 galones. Haga todas las suposiciones lo más realistas posibles, elabore un dibujo del sistema que usted propone y haga una lista separada de los componentes requeridos y de sus especificaciones (capacidad, eficiencia, etc.). El resultado final será el valor anual en dólares calculado del plan de consumo de energía (en realidad de *ahorro*, debido a que remplazará electricidad o calor y/o agua que de otra manera tendrían que comprarse).

10-130 Diseñe el condensador de una central eléctrica de vapor que tiene una eficiencia térmica de 40 por ciento y genera 10 MW de potencia eléctrica neta. El vapor entra al condensador como vapor saturado a 10 kPa y es condensado en el exterior de unos tubos horizontales a través de los cuales fluye agua de enfriamiento proveniente de un río cercano. El aumento de temperatura del agua de enfriamiento se limita a 8°C y la velocidad del agua de enfriamiento en las tuberías se limita a 6 m/s para conservar la caída de presión en un nivel aceptable. A partir de una experiencia previa, el flujo de calor promedio basado sobre la superficie externa de la tubería puede considerarse en 12 000 W/m^2. Especifique el diámetro de la tubería, su longitud total y el arreglo de los tubos para minimizar el volumen del condensador.

10-131 Los condensadores de vapor enfriados con agua se usan de manera común en las centrales eléctricas de vapor. Obtenga información acerca de los condensadores de vapor

enfriados con agua mediante la realización de una búsqueda en la bibliografía sobre el tema y también poniéndose en contacto con algunos fabricantes de condensadores. En un reporte, describa los diversos tipos, la forma en que se diseñan, las limitaciones de cada tipo y los criterios de selección.

10-132 Las calderas de vapor se han usado durante mucho tiempo para proporcionar calor de proceso, así como para generar electricidad. Escriba un ensayo acerca de la historia de las calderas de vapor y la evolución de las centrales eléctricas de vapor supercríticas modernas. ¿Cuál fue el papel de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) en este desarrollo?

10-133 La tecnología para la generación de potencia mediante el uso de energía geotérmica está bien establecida, y numerosas centrales geotérmicas actualmente están generando electricidad de forma económica a nivel mundial. Las centrales geotérmicas binarias utilizan un fluido secundario volátil como el isobutano, el n-pentano y el R-114 en un circuito cerrado. Considere una central geotérmica binaria con R-114 como fluido de trabajo que fluye a una tasa de 600 kg/s. El R-114 se evapora en una caldera a 115°C por medio del fluido geotérmico que entra a 165°C, y se condensa a 30°C afuera de la tubería por medio de agua de enfriamiento que ingresa a los tubos a 18°C. Con base en una experiencia previa, el flujo de calor promedio basado sobre la superficie externa de los tubos puede considerarse como 4 600 W/m^2. La entalpía de vaporización del R-114 a 30°C es h_{fg} = 121.5 kJ/kg.

Especifique *a*) la longitud, diámetro y número de los tubos y su arreglo dentro del condensador para minimizar el volumen total del condensador; *b*) el flujo másico del agua de enfriamiento y *c*) la tasa de flujo del agua complementaria necesaria si se usa una torre de enfriamiento para rechazar el calor residual del agua de enfriamiento. La velocidad líquida debe permanecer bajo los 6 m/s y la longitud de los tubos se limita a 8 m.

Capítulo 11

CICLOS DE REFRIGERACIÓN

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la *refrigeración,* que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. Los dispositivos que producen refrigeración se llaman *refrigeradores,* y los ciclos en los que operan se denominan *ciclos de refrigeración.* El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es *por compresión de vapor,* donde el refrigerante se evapora y se condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor. Otro ciclo de refrigeración estudiado es el *ciclo de refrigeración de gas* en el que el refrigerante permanece todo el tiempo en la fase gaseosa. Otros ciclos de refrigeración analizados en este capítulo son la *refrigeración en cascada,* la cual utiliza más de un ciclo de refrigeración; *refrigeración por absorción*, donde el refrigerante se disuelve en un líquido antes de ser comprimido; y como tema de interés especial, la *refrigeración termoeléctrica,* donde la refrigeración es producida mediante el paso de corriente eléctrica a través de dos materiales distintos..

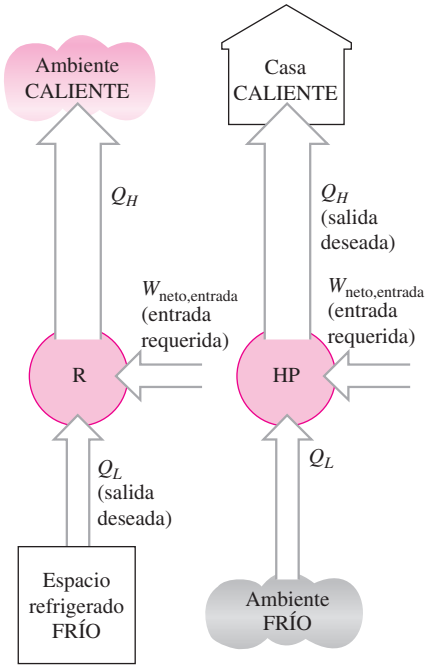
Objetivos

En el capítulo 11, los objetivos son:

- Introducir los conceptos de refrigeradores y bombas de calor y cómo medir su desempeño.
- Analizar el ciclo de refrigeración por compresión de vapor ideal.
- Analizar el ciclo de refrigeración por compresión de vapor real.
- Revisar los factores involucrados seleccionando el refrigerante adecuado para una aplicación.
- Estudiar la operación de los sistemas de refrigeración y de bombas de calor.
- Evaluar el desempeño de sistemas innovadores de refrigeración por compresión de vapor.
- Analizar los sistemas de refrigeración de gas.
- Introducir los conceptos de sistemas de refrigeración por absorción.
- Revisar los conceptos de generación de potencia termoeléctrica y refrigeración.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 11, SECC. 1 EN EL DVD.



a) Refrigerador *b*) Bomba de calor

FIGURA 11-1

El objetivo de un refrigerador es extraer calor (Q_L) del medio frío; el objetivo de una bomba de calor (Q_H) es suministrar calor a un medio caliente.

11-1 ▪ REFRIGERADORES Y BOMBAS DE CALOR

Todos sabemos por experiencia propia que el calor fluye en la dirección de las temperaturas decrecientes; esto es, de las regiones de alta temperatura a las de baja. Dicho proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin que se requiera la participación de algún dispositivo. El proceso inverso, sin embargo, no sucede por sí solo. La transferencia de calor de una región de temperatura baja a otra de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados **refrigeradores**.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman **refrigerantes**. Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la figura 11-1*a*. En este caso, Q_L es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a la temperatura T_L; Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el espacio caliente a temperatura T_H, y $W_{neto,entrada}$ es la entrada neta de trabajo al refrigerador. Como se analizó en el capítulo 6, Q_L y Q_H representan magnitudes, y por ello son cantidades positivas.

Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura es la **bomba de calor**. Los refrigeradores y las bombas de calor son esencialmente lo mismo; únicamente difieren en sus objetivos. El objetivo de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja al extraer el calor de él. La descarga de este calor en un medio de temperatura alta es una parte necesaria de la operación, no es el propósito. No obstante, el objetivo de una bomba de calor es mantener un espacio calentado a alta temperatura. Esto se logra al absorber calor de una fuente de baja temperatura, como el agua de un pozo o el aire exterior frío en el invierno, y al suministrar este calor a un medio más caliente, como una casa (Fig. 11-1*b*).

El desempeño de refrigeradores y de bombas de calor se expresa en términos del **coeficiente de desempeño** (**COP**), por sus siglas en inglés, definido como

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{neto,entrada}} \qquad \textbf{(11-1)}$$

$$\text{COP}_{BC} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{neto,entrada}} \qquad \textbf{(11-2)}$$

Estas relaciones también pueden expresarse en la forma de tasa sustituyendo las cantidades Q_L, Q_H y $W_{neto,entrada}$ por $\dot{Q}_L$, $\dot{Q}_H$, y $\dot{W}_{neto,entrada}$, respectivamente. Observe que tanto COP_R como COP_{BC} pueden ser mayores que 1. Una comparación de las ecuaciones 11-1 y 11-2 revela que

$$\text{COP}_{BC} = \text{COP}_R + 1 \qquad \textbf{(11-3)}$$

para valores fijos de Q_L y Q_H. Esta relación implica que $\text{COP}_{BC} > 1$ puesto que COP_R es una cantidad positiva. Es decir, una bomba de calor funciona, en el peor de los casos, como un calentador de resistencia, que suministra la energía que la casa consuma. En realidad, sin embargo, parte de Q_H se pierde en el aire exterior por las tuberías y otros dispositivos, y COP_{BC} puede caer por debajo de la unidad cuando la temperatura del aire exterior es muy baja. Cuando esto pasa, el sistema normalmente se cambia a un modo combustible (gas natural, propano, petróleo, etc.) o de calentamiento de resistencia.

La *capacidad de enfriamiento* de un sistema de refrigeración —es decir, la tasa de calor extraído del espacio refrigerado— a menudo se expresa en términos de **toneladas de refrigeración**. La capacidad de un sistema de refrigeración que puede congelar 1 tonelada (2 000 lbm) de agua líquida a 0°C (32°F) en hie-

lo a 0°C en 24 horas será 1 tonelada. Una tonelada de refrigerante es equivalente a 211 kJ/min o 200 Btu/min. La carga de enfriamiento de una residencia típica de 200 m^2 está en el intervalo de 3 toneladas (10 kW).

11-2 ▪ EL CICLO INVERTIDO DE CARNOT

Recuerde (a partir del capítulo 6) que el ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan.

Puesto que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama *T-s*, que se llama el **ciclo invertido de Carnot**. Un refrigerador o bomba de calor que opera en el ciclo invertido de Carnot es definido como un **refrigerador de Carnot** o una **bomba de calor de Carnot**.

Considere un ciclo invertido de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante, según lo muestra la figura 11-2. El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L en la cantidad de Q_L (proceso 1-2), se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva hasta T_H), rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a T_H en la cantidad de Q_H (proceso 3-4) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta T_L). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4.

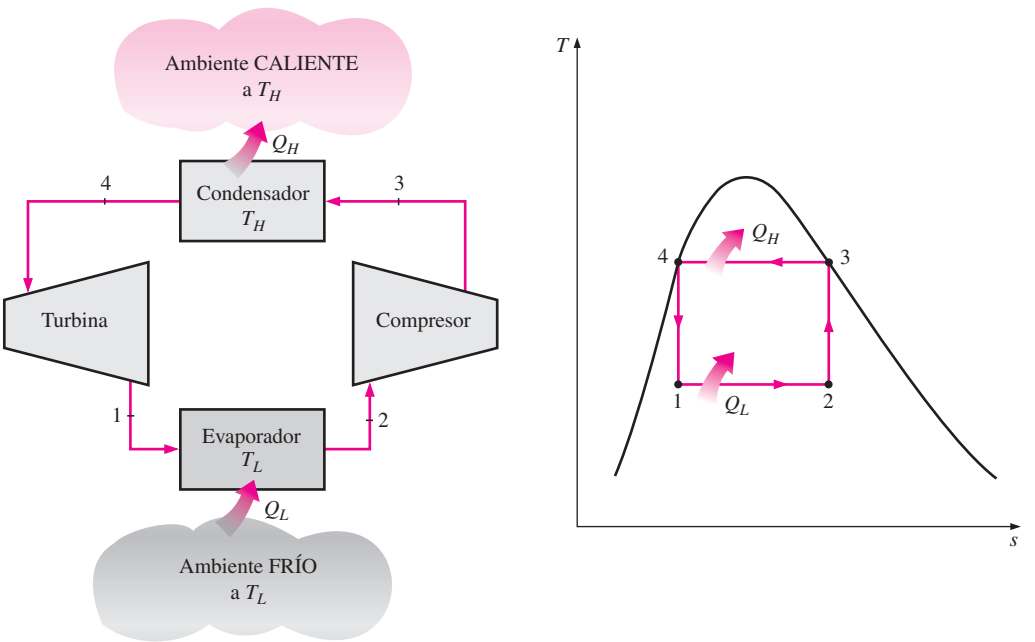


FIGURA 11-2
Esquema de un refrigerador de Carnot y diagrama *T-s* del ciclo invertido de Carnot.

Los coeficientes de desempeño de los refrigeradores y de las bombas de calor de Carnot se expresan en términos de la temperatura como

$$\text{COP}_{\text{R,Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \tag{11-4}$$

y

$$\text{COP}_{\text{BC,Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \tag{11-5}$$

Observe que ambos COP aumentan cuando la diferencia entre ambas temperaturas decrece, esto es, cuando T_L se eleva o T_H baja.

El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración *más eficiente* que opera entre dos niveles específicos de temperatura. Por lo tanto, es natural considerarlo en primer lugar como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores y las bombas de calor. Si pudiéramos, ciertamente podríamos adaptarlo como el ciclo ideal. No obstante, como se explica más adelante, el ciclo invertido de Carnot es un modelo inadecuado para los ciclos de refrigeración.

Los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor no son difíciles de alcanzar en la práctica dado que al mantener una presión constante automáticamente se fija la temperatura de una mezcla de dos fases en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, los procesos 2-3 y 4-1 no pueden aproximarse lo suficiente en la práctica. Esto se debe a que los procesos 2-3 incluyen la compresión de una mezcla líquido-vapor que requiere un compresor que maneje dos fases, y el proceso 4-1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en una turbina.

En apariencia, estos problemas se eliminarán si se ejecuta el ciclo invertido de Carnot fuera de la región de saturación. Pero en este caso tenemos dificultades para mantener las condiciones isotérmicas durante los procesos de absorción y rechazo de calor. Por ello, concluimos que el ciclo invertido de Carnot no puede aproximarse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración. A pesar de ello, el ciclo invertido de Carnot sirve como un estándar contra el cual se comparan los ciclos reales de refrigeración.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 11, SECC. 2 EN EL DVD.

11-3 ▪ EL CICLO IDEAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina **ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor**, y se muestra de manera esquemática y en un diagrama *T-s* en la figura 11-3. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

1-2	Compresión isentrópica en un compresor
2-3	Rechazo de calor a presión constante en un condensador
3-4	Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
4-1	Absorción de calor a presión constante en un evaporador

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópi-

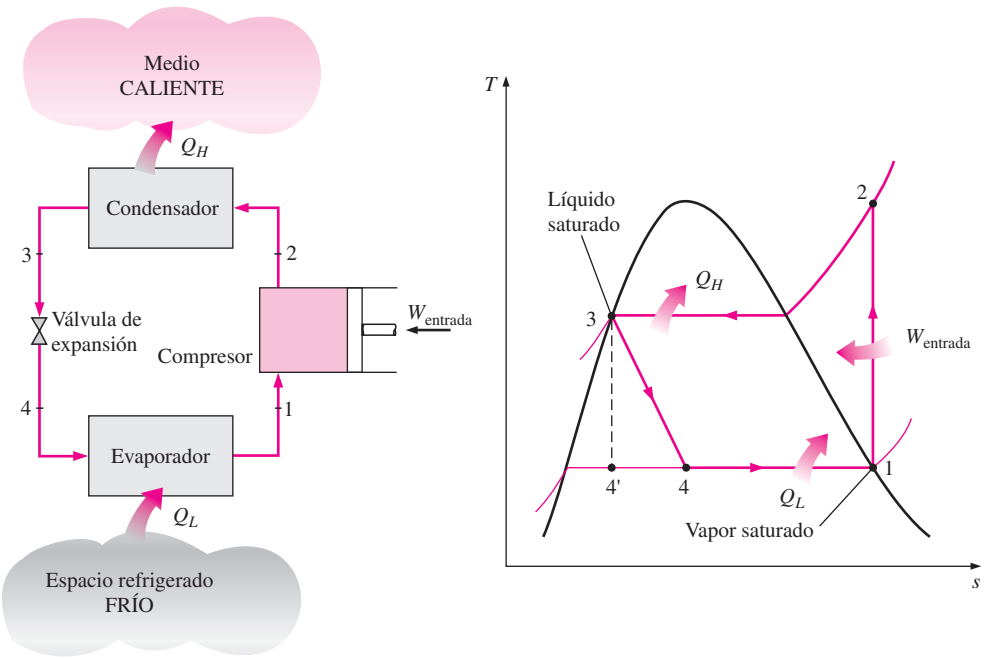


FIGURA 11-3

Esquema y diagrama *T-s* para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

camente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como una mezcla saturada de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

En un refrigerador doméstico los tubos en el compartimiento del congelador, donde el calor es absorbido por el refrigerante, sirven como el evaporador. Los serpentines detrás del refrigerador, donde el calor se disipa en el aire de la cocina, sirven como el condensador (Fig. 11-4).

Recuerde que el área bajo la curva del proceso en un diagrama *T-s* representa la transferencia de calor en procesos internamente reversibles. El área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, y el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor rechazado en el condensador. Una regla empírica es que el *COP mejora entre 2 y 4% por cada °C que eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación.*

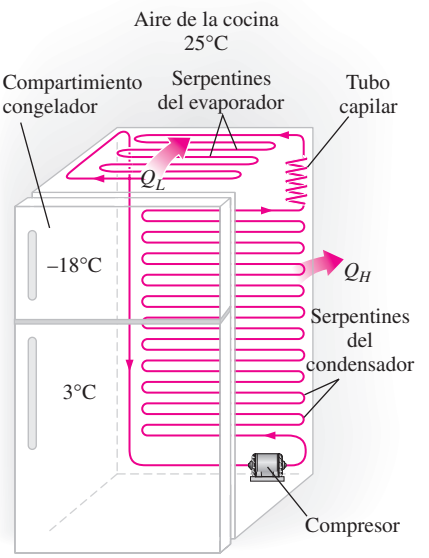


FIGURA 11-4

Un refrigerador doméstico común.

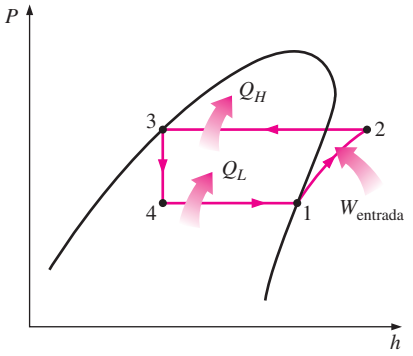


FIGURA 11-5
El diagrama *P-h* de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

Otro diagrama utilizado con frecuencia en el análisis de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor es el diagrama *P-h,* como se muestra en la figura 11-5. En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la transferencia de calor —en el condensador y el evaporador— es proporcional a las longitudes de las curvas del proceso correspondientes.

Observe que a diferencia de los ciclos ideales analizados antes, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento). Este proceso se mantiene en el ciclo para hacerlo un modelo más realista para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. Si el dispositivo de estrangulamiento fuera sustituido por una turbina isentrópica, el refrigerante entraría en el evaporador en el estado 4′ y no en el estado 4. En consecuencia, la capacidad de refrigeración se incrementaría (por el área bajo la curva del proceso 4′-4 en la figura 11-3) y la entrada neta de trabajo disminuiría (por la cantidad de salida de trabajo de la turbina). Sin embargo, el remplazo de la válvula de expansión por una turbina no es práctico, ya que los beneficios adicionales no justifican el costo y la complejidad que se generan.

Las cuatro componentes asociadas con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor son dispositivos de flujo estable, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estable. Los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor, y por lo tanto, pueden ignorarse. Entonces la ecuación de energía de flujo estable por unidad de masa se reduce a

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_e - h_i \qquad \textbf{(11-6)}$$

El condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático. Entonces los COP de refrigeradores y bombas de calor que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pueden expresarse como

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \qquad \textbf{(11-7)}$$

y

$$\text{COP}_{BC} = \frac{q_H}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \qquad \textbf{(11-8)}$$

donde $h_1 = h_{g\,@\,P_1}$ y $h_3 = h_{f\,@\,P_3}$ para el caso ideal.

La refrigeración por compresión de vapor se remonta a 1834, cuando el inglés Jacob Perkins recibió una patente para una máquina de hielo de ciclo cerrado que usaba éter u otros fluidos volátiles como refrigerantes. Se fabricó un modelo utilizable de esta máquina, pero nunca se produjo comercialmente. En 1850, Alexander Twining empezó a diseñar y construir máquinas de hielo por compresión de vapor usando éter etílico, el cual es un refrigerante comercialmente usado en los sistemas por compresión de vapor. Al principio, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor eran grandes y utilizados principalmente para producir hielo, preparar cerveza y conservar alimentos en frío. Carecían de control automático y eran accionados por una máquina de vapor. En la década de 1890, algunas máquinas más pequeñas, activadas por motores eléctricos y equipadas con control automático, empezaron a sustituir a las unidades más viejas, y los sistemas de refrigeración empezaron a aparecer en las carnicerías y en las residencias. Por 1930, las mejoras continuas hicieron posible contar con sistemas de refrigeración por compresión de vapor que resultaban relativamente eficientes, confiables, pequeños y económicos.

EJEMPLO 11-1 El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

En un refrigerador se utiliza refrigerante 134a como fluido de trabajo, y opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre 0.14 y 0.8 MPa. Si el flujo másico del refrigerante es 0.05 kg/s, determine *a*) la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor, *b*) la tasa de rechazo de calor al ambiente y *c*) el COP del refrigerador.

Solución Un refrigerador opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre dos límites de presión especificadas. Se determinarán la tasa de refrigeración, la entrada de potencia, la tasa de rechazo de calor y el COP.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El ciclo de refrigeración se representa en un diagrama *T-s* en la figura 11-6. Note que éste es un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y por ello el compresor es isentrópico mientras que el refrigerante deja al condensador como un líquido saturado y entra al compresor como vapor saturado. A partir de las tablas del refrigerante 134a, las entalpías del refrigerante en los cuatro estados se determinan como sigue:

$$P_1 = 0.14\ \text{MPa} \longrightarrow \begin{cases} h_1 = h_{g\ @\ 0.14\ \text{MPa}} = 239.16\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = s_{g\ @\ 0.14\ \text{MPa}} = 0.94456\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K} \end{cases}$$

$$\left.\begin{matrix} P_2 = 0.8\ \text{MPa} \\ s_2 = s_1 \end{matrix}\right\} \quad h_2 = 275.39\ \text{kJ/kg}$$

$$P_3 = 0.8\ \text{MPa} \longrightarrow h_3 = h_{f\ @\ 0.8\ \text{MPa}} = 95.47\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3\ \text{(estrangulamiento)} \longrightarrow h_4 = 95.47\ \text{kJ/kg}$$

a) La tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor se determinan por sus definiciones:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05\ \text{kg/s})[(239.16 - 95.47)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{7.18\ kW}$$

y

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05\ \text{kg/s})[(275.39 - 239.16)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{1.81\ kW}$$

b) La tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente es

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = (0.05\ \text{kg/s})[(275.39 - 95.47)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{9.0\ kW}$$

También puede ser determinado de

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{\text{entrada}} = 7.18 + 1.81 = 8.99\ \text{kW}$$

c) El coeficiente de desempeño del refrigerador es

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{entrada}}} = \frac{7.18\ \text{kW}}{1.81\ \text{kW}} = \mathbf{3.97}$$

Es decir, este refrigerador elimina 4 unidades de energía térmica del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que consume.

Explicación Sería interesante observar lo que ocurre cuando la válvula de estrangulamiento es sustituida por una turbina. La entalpía en el estado 4*s* (la salida de la turbina con $P_{4s} = 0.14$ MPa y $s_{4s} = s_3 = 0.35404$ kJ/kg · K) es

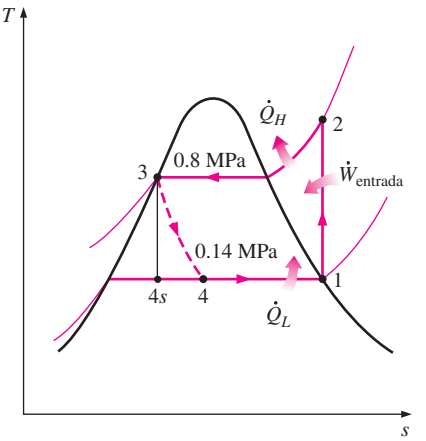


FIGURA 11-6
Diagrama *T-s* del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor descrito en el ejemplo 11-1.

88.94 kJ/kg, y la turbina produciría 0.33 kW de potencia. Esto disminuiría la entrada de potencia en el refrigerador de 1.81 a 1.48 kW y aumentaría la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado, desde 7.18 hasta 7.51 kW. Como resultado, el COP del refrigerador aumentaría de 3.97 a 5.07, un incremento de 28 por ciento.

TUTORIAL INTERACTIVO

VÉASE TUTORIAL CAP. 11, SECC. 3 EN EL DVD.

11-4 ▪ CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (causa caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. El diagrama *T-s* de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la figura 11-7.

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como *vapor saturado.* Sin embargo, en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alre-

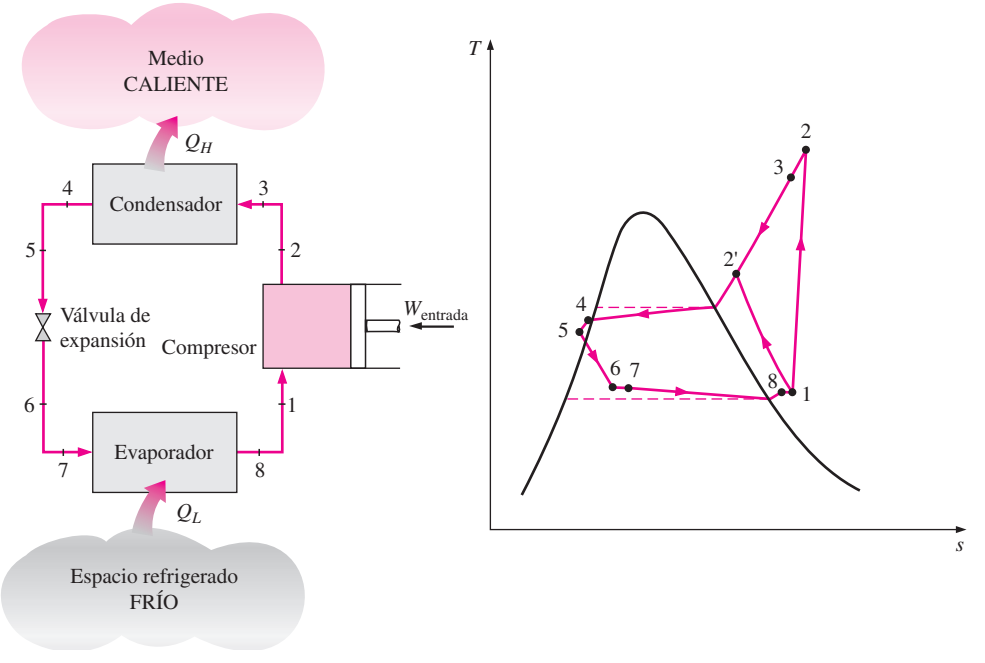


FIGURA 11-7

Esquema y diagrama *T-s* para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

dedores al refrigerante pueden ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estable es proporcional al volumen específico.

El *proceso de compresión* en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, por ende, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. Por consiguiente, la entropía del refrigerante puede incrementarse (proceso 1-2) o disminuir (proceso 1-2′) durante un proceso de compresión real, dependiendo del predominio de los efectos. El proceso de compresión 1-2′ puede ser incluso más deseable que el proceso de compresión isentrópico debido a que el volumen específico del refrigerante y, por consiguiente, el requerimiento de entrada de trabajo son más pequeños en este caso. De ese modo, el refrigerante debe enfriarse durante el proceso de compresión siempre que sea práctico y económico hacerlo.

En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como *líquido saturado* a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento. Además, no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo. En consecuencia, el refrigerante se subenfría un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. A pesar de todo esto, se debe tener en mente dado que el refrigerante entra al evaporador con una entalpía inferior y por ello puede absorber más calor del espacio refrigerado. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña.

EJEMPLO 11-2 El ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Al compresor de un refrigerador entra refrigerante 134a como vapor sobrecalentado a 0.14 MPa y –10°C a una tasa de 0.05 kg/s, y sale a 0.8 MPa y 50°C. El refrigerante se enfría en el condensador a 26°C y 0.72 MPa, y se estrangula a 0.15 MPa. Descarte toda posibilidad de transferencia de calor y caída de presión en las líneas de conexión entre los componentes, y determine *a*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor, *b*) la eficiencia isentrópica del compresor y *c*) el coeficiente de desempeño del refrigerador.

Solución Se examina un refrigerador que opera en un ciclo de compresión de vapor. Se determinarán la tasa de refrigeración, la entrada de potencia, la eficiencia del compresor y el COP.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

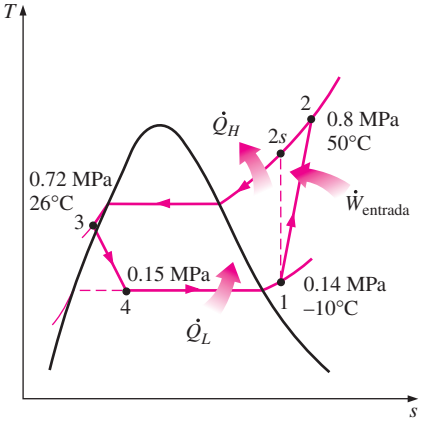


FIGURA 11-8
Diagrama *T-s* para el ejemplo 11-2.

Análisis El ciclo de refrigeración se muestra en un diagrama *T-s* en la figura 11-8. Notamos que el refrigerante sale del condensador como un líquido comprimido y entra al compresor como vapor sobrecalentado. Las entalpías del refrigerante en varios estados se determinan a partir de las tablas del refrigerante como

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= 0.14\ \text{MPa} \\ T_1 &= -10^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad h_1 = 246.36\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 0.8\ \text{MPa} \\ T_2 &= 50^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad h_2 = 286.69\ \text{kJ/kg}$$

$$\left.\begin{aligned} P_3 &= 0.72\ \text{MPa} \\ T_3 &= 26^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad h_3 \cong h_{f\,@\,26^\circ\text{C}} = 87.83\ \text{kJ/kg}$$

$$h_4 \cong h_3\ \text{(estrangulamiento)} \longrightarrow h_4 = 87.83\ \text{kJ/kg}$$

a) La tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor se determinan por sus definiciones:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = (0.05\ \text{kg/s})[(246.36 - 87.83)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{7.93\ kW}$$

y

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{m}(h_2 - h_1) = (0.05\ \text{kg/s})[(286.69 - 246.36)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{2.02\ kW}$$

b) La eficiencia isentrópica del compresor se obtiene de

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

donde la entalpía en el estado 2*s* (P_{2s} = 0.8 MPa y $s_{2s} = s_1$ = 0.9724 kJ/kg · K) is 284.21 kJ/kg. Por lo tanto,

$$\eta_C = \frac{284.21 - 246.36}{286.69 - 246.36} = \mathbf{0.939\ o\ 93.9\%}$$

c) El coeficiente de desempeño del refrigerador es

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{entrada}}} = \frac{7.93\ \text{kW}}{2.02\ \text{kW}} = \mathbf{3.93}$$

Explicación Este problema es idéntico al que se trabajó en el ejemplo 11-1, excepto porque el refrigerante se sobrecalienta un poco a la entrada del compresor y se subenfría a la salida del condensador. Además, el compresor no es isentrópico. Como resultado, la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado aumenta (en 10.4%), pero la entrada de potencia al compresor aumenta aún más (en 11-6%). Por consiguiente, el COP del refrigerador disminuye de 3.97 a 3.93.

11-5 ▪ SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE ADECUADO

Cuando se diseña un sistema de refrigeración, existen varios refrigerantes que pueden elegirse, como clorofluorocarbonos (CFCs), amoniaco, hidrocarburos (propano, etano, etileno, etc.), dióxido de carbono, aire (en el acondicionamiento de aire de aviones) e incluso agua (en aplicaciones arriba del punto de congelación). Una adecuada elección del refrigerante depende de la situación específica. De éstos, los refrigerantes tales como R-11, R-12, R-22, R-134a y R-502 abarcan 90% del mercado en Estados Unidos.

El *éter etílico* fue el primer refrigerante utilizado para el comercio de sistemas por compresión de vapor en 1850, y le siguieron otros como amoniaco, dióxido de carbono, cloruro metílico, dióxido de azufre, butano, etano, propano, isobutano, gasolina, y los clorofluorocarbonos, entre otros.

Los sectores industriales y del gran comercio estaban muy satisfechos con el *amoniaco*, y aún lo están, aunque este compuesto es tóxico. Las ventajas del amoniaco sobre otros refrigerantes son su bajo costo, altos COP (y en consecuencia, menores costos de energía), sus propiedades termodinámicas y de transporte más favorables y, por ello, coeficientes de transferencia de calor más altos (requiere intercambiadores de calor más pequeños y de menor costo), mayor detectabilidad en el caso de una fuga y ningún efecto en la capa de ozono. La principal desventaja del amoniaco es su toxicidad, que lo hace inadecuado para el uso doméstico. El amoniaco se usa predominantemente en las instalaciones de refrigeración de alimentos como la preservación de frutas frescas, vegetales, carnes y pescado; la refrigeración de bebidas y productos lácteos como la cerveza y el vino, la leche y el queso; el congelamiento de helados y otros alimentos; la producción de hielo, y la refrigeración a baja temperatura en las industrias farmacéutica y de otros procesos.

Es notable que los primeros refrigerantes utilizados en los sectores doméstico y del pequeño comercio como el dióxido de azufre, el cloruro de etilo y de metilo, eran altamente tóxicos. La amplia difusión de unos cuantos casos de serias fugas que causaron lesionados y muertos en la década de los veinte produjo una petición pública para prohibir o limitar el uso de estos refrigerantes, creando la necesidad para el desarrollo de un refrigerante seguro de uso residencial. En 1928, en respuesta a una solicitud, Frigidaire Corporation, el laboratorio de investigación de la General Motors, desarrolló en tres días el R-21, el primer miembro de la familia de los refrigerantes de CFC. De varios CFC desarrollados, el equipo de investigación eligió al R-12 como el refrigerante más adecuado para uso comercial y le dio a la familia de CFC el nombre comercial "Freón". La producción comercial de R-11 y R-12 se inició en 1931 en una compañía formada por General Motors y E. I. du Pont de Nemours and Co., Inc. La versatilidad y el bajo costo de los CFC hizo que fueran los preferidos. Los CFC también se usaron en los aerosoles, los aislamientos de espuma, y en la industria electrónica como solventes para limpiar chips de computadora.

El R-11 se utiliza principalmente en enfriadores de agua de gran capacidad que sirven como sistemas de acondicionamiento del aire en edificios. El R-12 se usa en refrigeradores domésticos y congeladores, así como en acondicionadores de aire en automotores. El R-22 se usa en acondicionadores de aire tipo ventana, en bombas de calor, acondicionadores de aire de edificios comerciales y en grandes sistemas de refrigeración industrial; y ofrece una fuerte competencia al amoniaco. El R-502 (una mezcla del R-115 y del R-22) es el refrigerante dominante que se usa en los sistemas de refrigeración comerciales como los de los supermercados debido a que permite bajas temperaturas en evaporadores, mientras opera en una sola etapa de compresión.

La crisis del ozono ha ocasionado una gran agitación en la industria de la refrigeración y el aire acondicionado, y ha generado un análisis crítico de los refrigerantes actuales. A mitad de la década de los setenta se reconoció que los CFC permitían más radiación ultravioleta en la atmósfera de la Tierra, ya que destruyen la capa protectora de ozono y por lo tanto contribuyen al efecto invernadero que a su vez ocasiona el calentamiento global. En consecuencia, el uso de algunos CFC se ha prohibido por medio de tratados internacionales. Los CFC completamente halogenados (como el R-11, R-12 y R-115) son responsables de la mayor parte del daño de la capa de ozono. Los refrigerantes

no completamente halogenados como el R-22 tienen cerca de 5% de la capacidad destructiva del ozono que posee el R-12. En la actualidad, se están desarrollando refrigerantes favorables a la capa de ozono, que protejan a la Tierra de los dañinos rayos ultravioleta. El alguna vez popular R-12 fue en gran parte remplazado por el recientemente desarrollado R-134a, libre de cloro.

Dos parámetros importantes que necesitan considerarse en la selección de un refrigerante son las temperaturas de los dos medios (el espacio refrigerado y el ambiente) con los cuales el refrigerante intercambia calor.

Para tener una transferencia de calor a una tasa razonable, debe mantenerse una diferencia de temperatura de 5 a 10°C entre el refrigerante y el medio con que intercambia calor. Por ejemplo, si un espacio refrigerado va a mantenerse a −10°C, la temperatura del refrigerante debe mantenerse cercana a −20°C mientras absorbe calor en el evaporador. La presión más baja en un ciclo de refrigeración sucede en el evaporador, y esta presión debe ser superior a la atmosférica para evitar cualquier filtración de aire dentro del sistema de refrigeración. Por lo tanto, un refrigerante debe tener una presión de saturación de 1 atm o mayor a −20°C en este caso particular. El amoniaco y el R-134a son dos de esas sustancias.

La temperatura (y por lo tanto, la presión) del refrigerante en el lado del condensador depende del medio hacia el cual se rechaza el calor. Es posible mantener temperaturas menores en el condensador (y por ello, COP más altos) si el refrigerante se enfría con agua líquida en lugar de aire. Sin embargo, el uso de agua de enfriamiento no tiene una justificación económica, salvo en los grandes sistemas de refrigeración industrial. La temperatura del refrigerante en el condensador no puede descender por debajo de la temperatura del medio de enfriamiento (alrededor de 20°C en un refrigerador doméstico) y la presión de saturación del refrigerante a esta temperatura debe estar bastante abajo de su presión crítica si el proceso de rechazo de calor va a ser aproximadamente isotérmico. Si ningún refrigerante simple cubre los requisitos de temperatura, entonces dos o más ciclos de refrigeración con diferentes refrigerantes se usan en serie. Un sistema de refrigeración de estas características se llama *sistema en cascada,* el cual se analizará posteriormente en este capítulo.

Otra característica deseable de un refrigerante es que no sea tóxico, corrosivo o inflamable, pero que sea estable químicamente; que tenga alta entalpía de evaporación (minimizando el flujo másico) y, por supuesto, que se obtenga a bajo costo.

En el caso de bombas de calor, la temperatura mínima (y presión) para el refrigerante puede ser considerablemente más alta puesto que el calor suele extraerse de un medio que se encuentra muy por encima de las temperaturas encontradas en los sistemas de refrigeración.

11-6 ▪ SISTEMAS DE BOMBAS DE CALOR

Las bombas de calor generalmente resultan más costosas que otros sistemas de calefacción, pero cuando se adquieren y se instalan, a la larga ahorran dinero en algunas áreas porque reducen el valor del recibo por calefacción. A pesar de sus costos iniciales relativamente más altos, la popularidad de las bombas de calor va en aumento. Cerca de una tercera parte de todas las casas construidas para familias pequeñas en Estados Unidos en la última década del siglo XX, se calentaban mediante bombas de calor.

La fuente de energía más común para las bombas de calor es el aire atmosférico (sistemas aire-aire), aunque también se usan el agua y el suelo. El principal problema con los sistemas que utilizan aire como fuente es la formación de *escarcha*, que se muestra en los climas húmedos cuando la temperatura desciende

por abajo de 2 y 5°C. La acumulación de escarcha en los serpentines del evaporador es bastante indeseable dado que interrumpe la transferencia de calor. Sin embargo, los serpentines pueden descongelarla cuando se invierte el ciclo de la bomba de calor (operándola como un acondicionador de aire). Esto origina una reducción en la eficiencia del sistema. Los sistemas que tienen al agua como fuente suelen usar agua subterránea a profundidades de hasta 80 m en el intervalo de temperaturas entre 5 y 18°C, y no tienen problemas de formación de escarcha. Por lo común, mantienen COP más altos, pero son más complejos y requieren instalaciones para el llegar a un gran depósito de agua, como el agua subterránea. Los sistemas que utilizan el suelo como fuente también son pocos, pues requieren una gran tubería situada bajo el suelo a cierta profundidad donde la temperatura es relativamente constante. El COP de las bombas de calor casi siempre varía entre 1.5 y 4, según el sistema particular utilizado y la temperatura de la fuente. Una nueva clase de bombas de calor desarrollada recientemente, accionada mediante un motor eléctrico de velocidad variable, es por lo menos dos veces más eficiente que sus predecesoras.

Tanto la capacidad como la eficiencia de una bomba de calor, disminuyen de manera significativa a temperaturas bajas. Por consiguiente, la mayor parte de las bombas de calor que utilizan al aire como fuente requieren un sistema de calentamiento suplementario como son los calentadores de resistencia eléctrica, o un horno de gas o petróleo. Considerando que las temperaturas del agua y del suelo no varían mucho, tal vez no se requiera un calentamiento suplementario en los sistemas que utilizan como fuente al agua o al suelo. Sin embargo, los sistemas de bomba de calor deben tener el tamaño suficiente para satisfacer la máxima carga de calentamiento.

Las bombas de calor y los acondicionadores de aire tienen los mismos componentes mecánicos. Por consiguiente, no resulta económico tener dos sistemas separados para cubrir los requerimientos de calefacción y enfriamiento de un edificio. Un sistema puede usarse como una bomba de calor en el invierno y co-

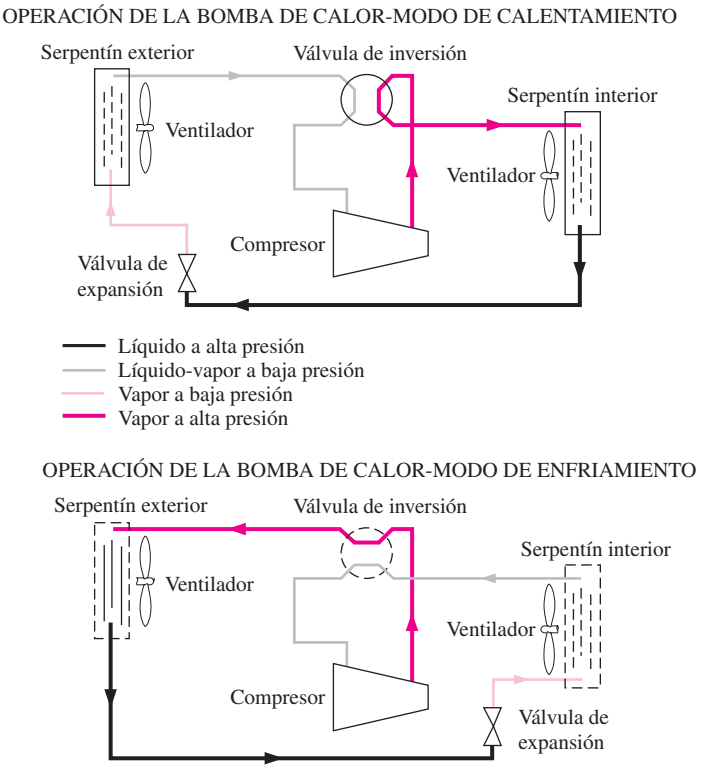


FIGURA 11-9
Una bomba de calor es útil para calentar una casa en el invierno y para enfriarla en el verano.

mo acondicionador de aire en el verano. Esto se consigue al añadir una válvula inversora en el ciclo, como se muestra en la figura 11-9. Como resultado de esta modificación, el condensador de la bomba de calor (ubicado en los interiores) funciona como el evaporador del acondicionador de aire en el verano. Además, el evaporador de la bomba de calor (localizado en el exterior) sirve como el condensador del acondicionador de aire. Esta característica incrementa la competitividad de la bomba de calor. Dichas unidades de propósito doble se utilizan con frecuencia en los moteles.

Las bombas de calor son más competitivas en áreas que tienen una gran carga de enfriamiento durante la temporada de frío, y una carga de calefacción relativamente pequeña durante la temporada de calor, como en la zona sur de Estados Unidos. En esas áreas, la bomba de calor cubre todas las necesidades de enfriamiento y calefacción de los edificios residenciales o comerciales. La bomba de calor es menos competitiva en áreas donde la carga de calentamiento es muy grande y la carga de enfriamiento es pequeña, como en la zona norte de Estados Unidos.

11-7 ▪ SISTEMAS INNOVADORES DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

El ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor estudiado antes, es el más utilizado y el más adecuado para la mayor parte de las aplicaciones de refrigeración. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor ordinarios son simples, económicos, confiables y prácticamente libres de mantenimiento (¿cuando fue la última vez que le dio servicio a su refrigerador doméstico?) Sin embargo, en grandes aplicaciones industriales, la *eficiencia* —no la simplicidad— es lo que más importa. También en algunas aplicaciones, el ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor es inadecuado y necesita modificarse. Ahora analizaremos algunas de esas modificaciones y refinamientos.

Sistemas de refrigeración en cascada

Algunas aplicaciones industriales requieren temperaturas moderadamente bajas, y el intervalo de temperatura que involucran es demasiado grande para que un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor resulte práctico. Un gran intervalo de temperatura significa también un gran nivel de presión en el ciclo y un pobre desempeño en un compresor reciprocante. Una manera de enfrentar esas situaciones consiste en efectuar el proceso de refrigeración por etapas, es decir, tener dos o más ciclos de refrigeración que operan en serie. Tales procesos se denominan **ciclos de refrigeración en cascada**.

Un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas se muestra en la figura 11-10. Los dos ciclos se conectan por medio de un intercambiador de calor en medio, el cual sirve como el evaporador para el ciclo superior (ciclo *A*) y como el condensador en el ciclo inferior (ciclo *B*). Suponiendo que el intercambiador de calor está bien aislado y que las energías cinética y potencial son despreciables, la transferencia de calor del fluido en el ciclo inferior debe ser igual a la transferencia de calor del fluido en el ciclo superior. De modo que la relación de los flujos másicos en cada ciclo debe ser

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \quad \longrightarrow \quad \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \tag{11-9}$$

Además,

$$\text{COP}_{\text{R,cascada}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{neto,entrada}}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)} \tag{11-10}$$

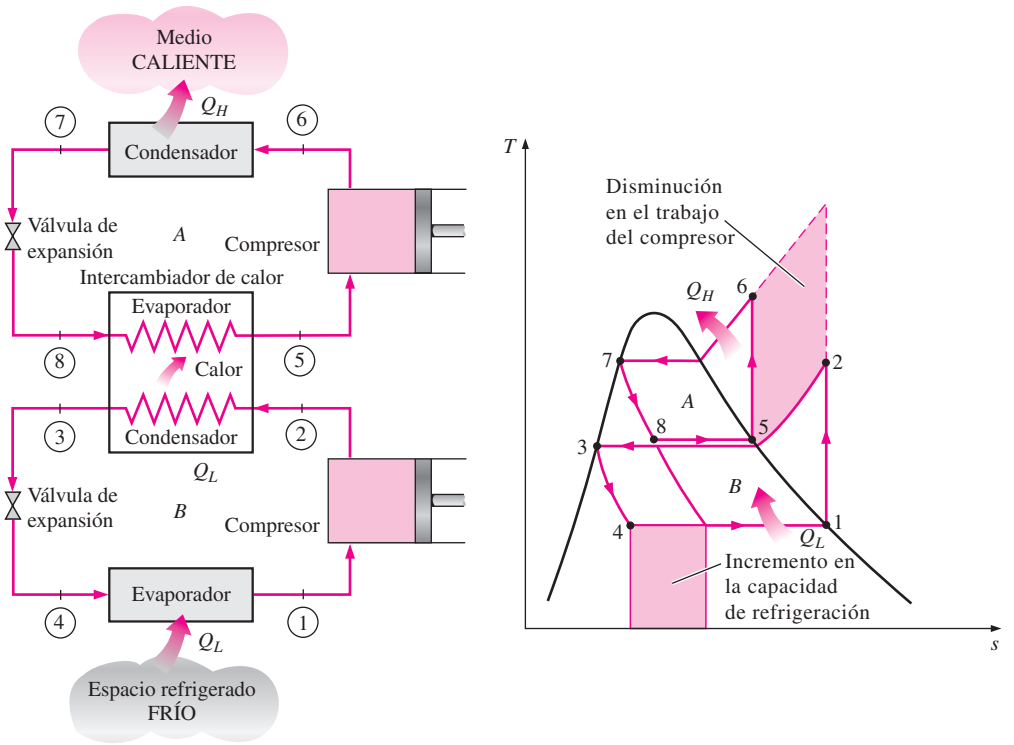


FIGURA 11-10
Un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas con el mismo refrigerante en ambas etapas.

En el sistema en cascada ilustrado en la figura, los refrigerantes en ambos ciclos se suponen iguales. No obstante, esto no es necesario ya que no se produce mezcla en el intercambiador de calor. Por lo tanto, los refrigerantes con características más deseables pueden utilizarse en cada ciclo. En este caso, habría una curva de saturación independiente para cada fluido y el diagrama *T-s* resultaría distinto para uno de los ciclos. Además, en los sistemas reales de refrigeración en cascada, los dos ciclos se traslaparían un poco debido a que se requiere una diferencia de temperatura entre los dos fluidos para que suceda alguna transferencia de calor.

Es evidente, a partir del diagrama *T-s* y de la figura 11-10, que el trabajo del compresor disminuye y que la cantidad de calor absorbido del espacio refrigerado aumenta como resultado de las etapas en cascada. Por lo tanto, el sistema en cascada mejora el COP de un sistema de refrigeración. Algunos sistemas de refrigeración usan tres o cuatro etapas en cascada.

EJEMPLO 11-3 Un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas

Considere un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión de 0.8 y 0.14 MPa. Cada etapa opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo. El rechazo de calor del ciclo inferior al ciclo superior sucede en un intercambiador de calor de contraflujo adiabático donde ambas corrien-

tes entran aproximadamente a 0.32 MPa. (En la práctica, el fluido de trabajo del ciclo inferior estará a una presión y una temperatura más altas en el intercambiador de calor, para una transferencia de calor efectiva.) Si el flujo másico del refrigerante en el ciclo superior es de 0.05 kg/s, determine *a*) el flujo másico del refrigerante en el ciclo inferior, *b*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado junto con la entrada de potencia al compresor y *c*) el coeficiente de desempeño de este refrigerador en cascada.

Solución Se considera un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión especificados. Se determinarán el flujo másico del refrigerante en el ciclo inferior, la tasa de refrigeración, la entrada de potencia, y el COP.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son ínfimos. **3** El intercambiador de calor es adiabático.

Propiedades Las entalpías del refrigerante en los ocho estados se determinan de las tablas del refrigerante y se indican en el diagrama *T-s*.

Análisis El ciclo de refrigeración se muestra en un diagrama *T-s* en la figura 11-11. El ciclo superior está marcado como *A* y el inferior como ciclo *B*. Para ambos ciclos, el refrigerante entra al compresor como un vapor saturado y sale del condensador como un líquido saturado.

a) El flujo másico del refrigerante en el ciclo inferior se encuentra a partir del balance de energía con flujo estable en el intercambiador de calor,

$$\dot{E}_{\text{salida}} = \dot{E}_{\text{entrada}} \longrightarrow \dot{m}_A h_5 + \dot{m}_B h_3 = \dot{m}_A h_8 + \dot{m}_B h_2$$

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3)$$

$$(0.05\ \text{kg/s})[(251.88 - 95.47)\ \text{kJ/kg}] = \dot{m}_B[(255.93 - 55.16)\ \text{kJ/kg}]$$

$$\dot{m}_B = \mathbf{0.0390\ kg/s}$$

b) La tasa de calor extraído por el ciclo en cascada es la tasa de absorción de calor en el evaporador de la etapa inferior. La entrada de potencia en un ciclo en cascada es la suma de las entradas de potencia en todos los compresores:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_B(h_1 - h_4) = (0.0390\ \text{kg/s})[(239.16 - 55.16)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{7.18\ kW}$$

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \dot{W}_{\text{compresor I,entrada}} + \dot{W}_{\text{compresor II,entrada}} = \dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)$$

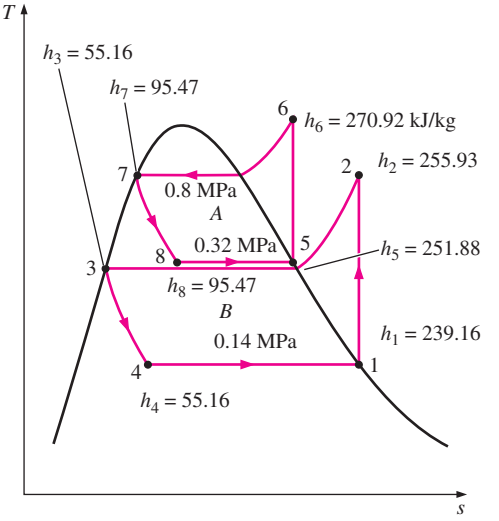


FIGURA 11-11
Diagrama *T-s* del ciclo de refrigeración en cascada descrito en el ejemplo 11-3.

$$= (0.05 \text{ kg/s})[(270.92 - 251.88) \text{ kJ/kg}]$$
$$+ (0.039 \text{ kg/s})[(255.93 - 239.16) \text{ kJ/kg}]$$
$$= \mathbf{1.61 \text{ kW}}$$

c) El COP de un sistema de refrigeración es la relación entre la tasa de refrigeración y la entrada neta de potencia:

$$\text{COP}_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{neto,entrada}}} = \frac{7.18 \text{ kW}}{1.61 \text{ kW}} = \mathbf{4.46}$$

Explicación Este problema fue examinado en el ejemplo 11-1 para un sistema de refrigeración de una sola etapa. Observe que el COP del sistema de refrigeración aumenta de 3.97 a 4.46 como resultado de las etapas en cascada. El COP de un sistema se incrementa aún más si aumenta el número de etapas en cascada.

Sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas

Cuando el fluido utilizado por todo el sistema de refrigeración en cascada es el mismo, el intercambiador de calor entre las etapas puede sustituirse por una cámara de mezclado (llamada *cámara de evaporación instantánea*), puesto que tiene mejores características de transferencia de calor. A dichos sistemas se les denomina **sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas**. Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas se muestra en la figura 11-12.

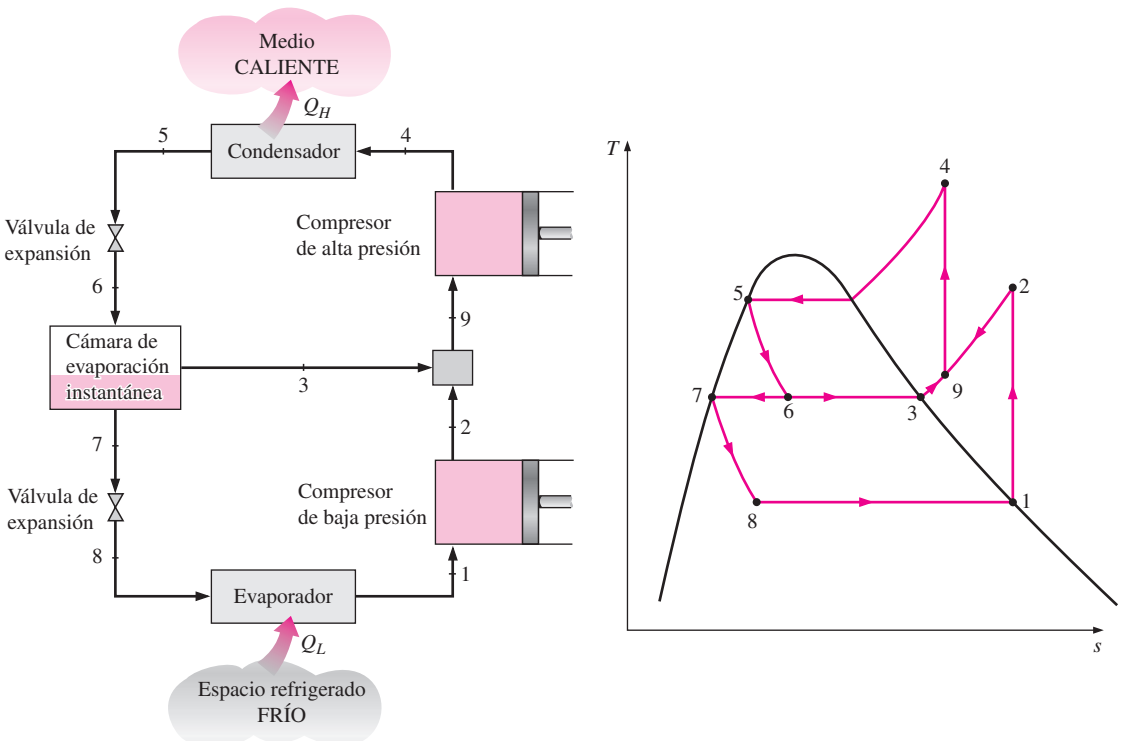


FIGURA 11-12
Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas con una cámara de evaporación instantánea.

En este sistema, el refrigerante líquido se expande en la primera válvula de expansión hasta la presión de la cámara de evaporación instantánea, que es la misma que la presión entre las etapas del compresor. Parte del líquido se evapora durante este proceso. Este vapor saturado (estado 3) se mezcla con el vapor sobrecalentado del compresor de baja presión (estado 2), y la mezcla entra al compresor de presión alta en el estado 9. Esto es, en esencia, un proceso de regeneración. El líquido saturado (estado 7) se expande a través de la segunda válvula de expansión hacia el evaporador, donde recoge calor del espacio refrigerado.

El proceso de compresión en este sistema es similar a una compresión de dos etapas con interenfriamiento, y el trabajo del compresor disminuye. Debe tenerse cuidado en las interpretaciones de las áreas en el diagrama *T-s* en este caso, dado que los flujos másicos son diferentes en las distintas fases del ciclo.

EJEMPLO 11-4 Un ciclo de refrigeración de dos etapas con una cámara de evaporación instantánea

Considere un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas que opera en los límites de presión de 0.8 y 0.14 MPa. El fluido de trabajo es el refrigerante 134a. El refrigerante sale del condensador como un líquido saturado y es estrangulado hacia una cámara de evaporación instantánea que opera a 0.32 MPa. Parte del refrigerante se evapora durante este proceso de evaporación instantánea, y este vapor se mezcla con el refrigerante que sale del compresor de baja presión. La mezcla se comprime luego hasta la presión del condensador mediante el compresor de alta presión. El líquido en la cámara de evaporación instantánea se estrangula hasta la presión del evaporador y enfría el espacio refrigerado cuando se evapora en el evaporador. Suponiendo que el refrigerante sale del evaporador como un vapor saturado y que ambos compresores son isentrópicos, determine *a*) la fracción del refrigerante que se evapora cuando se estrangula hacia la cámara de evaporación instantánea, *b*) la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado y el trabajo del compresor por unidad de masa del refrigerante que circula a través el condensador y *c*) el coeficiente de desempeño.

Solución Se considera un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas que opera en los límites de presión especificados. Se determinarán la fracción del refrigerante que se evapora en la cámara de evaporación instantánea, el calor extraído, la entrada de trabajo por unidad de masa y el COP.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** Los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables. **3** La cámara de evaporación instantánea es adiabática.

Propiedades Las entalpías del refrigerante en diversos estados se determinan a partir de las tablas de refrigerantes y se indican sobre el diagrama *T-s*.

Análisis El ciclo de refrigeración se muestra en un diagrama *T-s* en la figura 11-13. Observe que el refrigerante deja al condensador como líquido saturado y entra al compresor de presión baja como vapor saturado.

a) La fracción del refrigerante que se evapora cuando se estrangula en dirección a la cámara de evaporación instantánea es simplemente la calidad en el estado 6, esto es

$$x_6 = \frac{h_6 - h_f}{h_{fg}} = \frac{95.47 - 55.16}{196.71} = \mathbf{0.2049}$$

b) La cantidad de calor removido del espacio refrigerado y la entrada de trabajo del compresor por unidad de masa de refrigerante que circula a través del condensador son

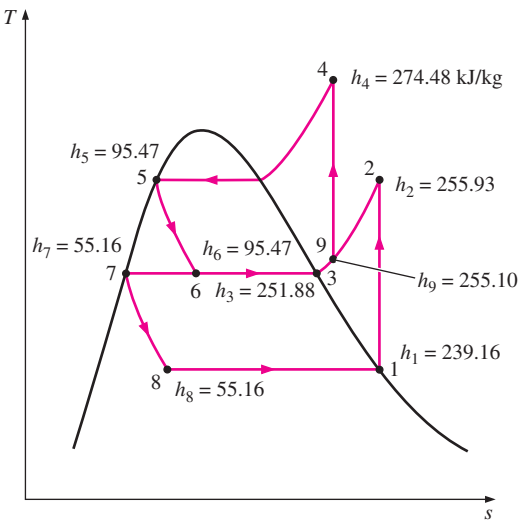


FIGURA 11-13

Diagrama *T-s* de un ciclo de refrigeración por compresión de dos etapas descrito en el ejemplo 11-4.

$$q_L = (1 - x_6)(h_1 - h_8)$$
$$= (1 - 0.2049)[(239.16 - 55.16)\ \text{kJ/kg}] = \mathbf{146.3\ kJ/kg}$$

y

$$w_{\text{entrada}} = w_{\text{compresor I,entrada}} + w_{\text{compresor II,entrada}} = (1 - x_6)(h_2 - h_1) + (1)(h_4 - h_9)$$

La entalpía en el estado 9 se determina a partir del balance de energía en la cámara de mezclado,

$$\dot{E}_{\text{salida}} = \dot{E}_{\text{entrada}}$$
$$(1)h_9 = x_6 h_3 + (1 - x_6)h_2$$
$$h_9 = (0.2049)(251.88) + (1 - 0.2049)(255.93) = 255.10\ \text{kJ/kg}$$

Además, $s_9 = 0.9416$ kJ/kg · K. De modo que la entalpía en el estado 4 (0.8 MPa, $s_4 = s_9$) es $h_4 = 274.48$ kJ/kg. Al sustituir

$$w_{\text{entrada}} = (1 - 0.2049)[(255.93 - 239.16)\ \text{kJ/kg}] + (274.48 - 255.10)\ \text{kJ/kg}$$
$$= \mathbf{32.71\ kJ/kg}$$

c) El coeficiente de desempeño se determina por

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{entrada}}} = \frac{146.3\ \text{kJ/kg}}{32.71\ \text{kJ/kg}} = \mathbf{4.47}$$

Explicación Este problema se resolvió en el ejemplo 11-1 para un sistema de refrigeración de una sola etapa (COP = 3.97) y en el ejemplo 11-3 para un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas (COP = 4.46). Observe que el COP de un sistema de refrigeración aumenta de manera considerable respecto de la compresión de una sola etapa, pero no cambia en lo que se refiere a la compresión en cascada de dos etapas.

Sistemas de refrigeración de propósito múltiple con un solo compresor

Algunas aplicaciones requieren refrigeración a más de una temperatura. Esto puede lograrse utilizando una válvula de estrangulamiento independiente y un compresor por separado para cada evaporador que opere a temperaturas diferentes. Sin embargo, un sistema de esas características será voluminoso y qui-

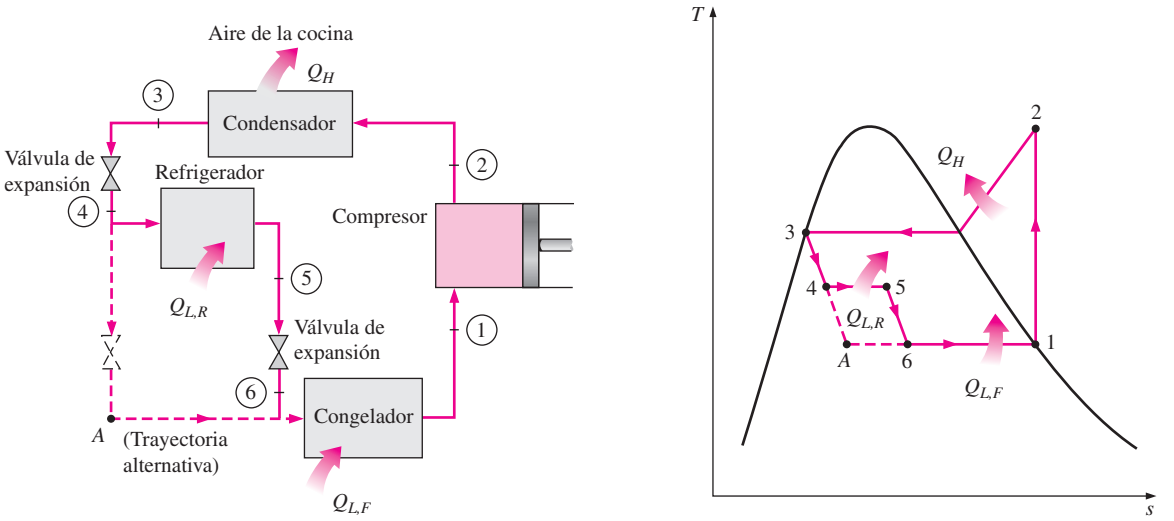


FIGURA 11-14
Esquema y diagrama *T-s* para una unidad de refrigerador-congelador con un compresor.

zás antieconómico. Un planteamiento más práctico y económico sería enviar todas las corrientes de salida de los evaporadores a un solo compresor, y dejar que éste maneje el proceso de compresión para el sistema completo.

Considere, por ejemplo, una unidad ordinaria de congelador-refrigerador. Un esquema simplificado de la unidad y el diagrama *T-s* del ciclo se presentan en la figura 11-14. La mayor parte de los alimentos refrigerados tienen un alto contenido de agua y el espacio refrigerado debe mantenerse arriba del punto de congelación para evitar el congelamiento. El compartimiento del congelador, sin embargo, se mantiene a casi −18°C. Por consiguiente, el refrigerante debe entrar al congelador a −25°C para tener una transferencia de calor a una tasa razonable en el congelador. Si se usara una sola válvula de expansión y un evaporador, el refrigerante tendría que circular en ambos compartimientos a casi −25°C, lo que provocaría la formación de hielo en la vecindad de los serpentines del evaporador, y la deshidratación del producto. Este problema se elimina estrangulando el refrigerante a una presión más alta (y en consecuencia, la temperatura) para su uso en el espacio refrigerado, y después estrangularlo hasta la presión mínima cuando se utilice en el congelador. La totalidad del refrigerante que sale del compartimiento del congelador se comprime después con un solo compresor hasta la presión del condensador.

Licuefacción de gases

La licuefacción de gases siempre ha sido un área importante de la refrigeración, pues muchos procesos científicos y de ingeniería a temperaturas criogénicas (temperaturas por debajo de −100°C) dependen de gases licuados. Algunos ejemplos son la separación del oxígeno y del nitrógeno del aire, la preparación de propulsores líquidos para cohetes, el estudio de propiedades de materiales a bajas temperaturas, y el estudio de algunos fenómenos interesantes como la superconductividad.

A temperaturas superiores al valor del punto crítico, una sustancia existe únicamente en la fase gaseosa. Las temperaturas críticas del helio, hidrógeno

y nitrógeno (tres gases licuados que se usan comúnmente) son −268, −240 y −147°C, respectivamente. Por lo tanto, ninguna de estas sustancias existirá en forma líquida en condiciones atmosféricas. Además, las bajas temperaturas de esta magnitud no se obtienen con técnicas ordinarias de refrigeración. Entonces, la pregunta que necesita responderse en la licuefacción de gases es: *¿Cómo puede reducirse la temperatura de un gas por debajo de su valor de punto crítico*?

Varios ciclos, algunos complejos y otros sencillos, se utilizan con buenos resultados en la licuefacción de gases. En seguida se analiza el ciclo Linde-Hampson que se representa de manera esquemática y en un diagrama *T-s* en la figura 11-15.

El gas de repuesto se mezcla con la parte no condensada del gas del ciclo previo, y la mezcla en el estado 2 se comprime mediante un compresor de múltiples etapas hasta el estado 3. El proceso de compresión se acerca a un proceso isotérmico debido al interenfriamiento. El gas de alta presión se enfría en un enfriador posterior con un medio de enfriamiento o con un sistema de refrigeración externo independiente hasta el estado 4. El gas se enfría todavía más en un intercambiador de calor a contraflujo regenerativo por medio de una parte no condensada del gas del ciclo previo hasta el estado 5, y se estrangula hasta el estado 6, el cual es un estado de mezcla saturada de líquido-vapor. El líquido (estado 7) se colecta como el producto deseado, y el vapor (estado 8) se envía por el regenerador a enfriar el gas de alta presión que se aproxima a la válvula de estrangulamiento. Por último, el gas se mezcla con gas fresco de repuesto, y el ciclo se repite.

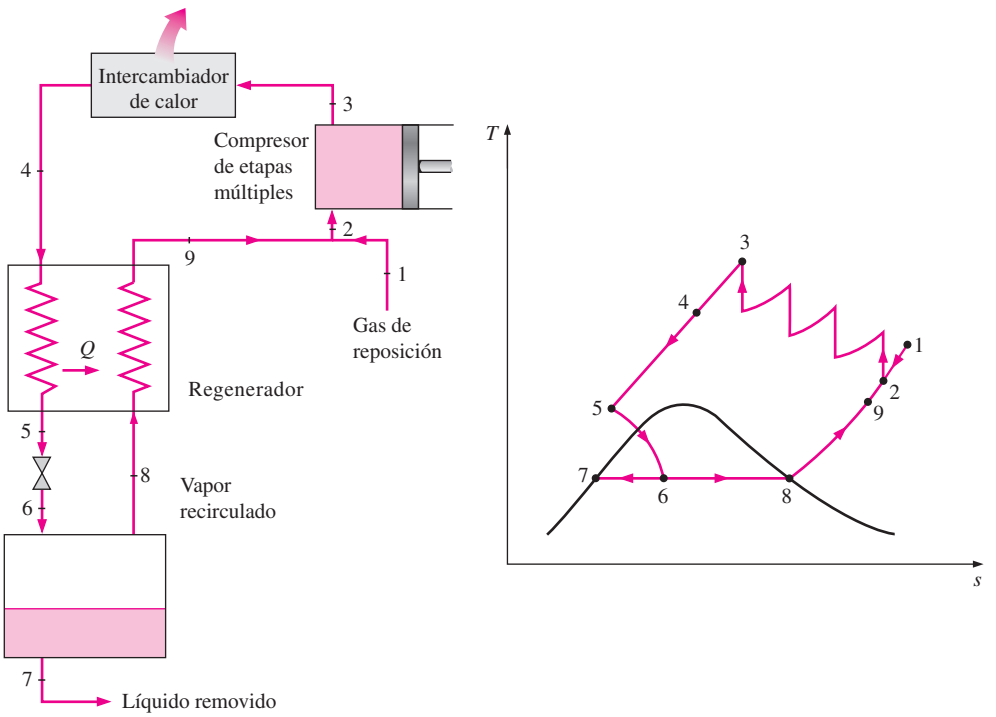


FIGURA 11-15

Sistema Linde-Hampson para la licuefacción de gases.

Éste y otros ciclos de refrigeración empleados en la licuefacción de gases, también se utilizan para la solidificación de gases.

11-8 ▪ CICLOS DE REFRIGERACIÓN DE GAS

Según se explicó en la sección 11-2, el ciclo de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de potencia) y el ciclo invertido de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de refrigeración) son idénticos, excepto porque el ciclo invertido de Carnot opera en la dirección contraria. Esto sugiere que los ciclos de potencia estudiados en los capítulos anteriores pueden utilizarse como ciclos de refrigeración por medio de una simple reversión. De hecho, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es en esencia un ciclo Rankine modificado que opera a la inversa. Otro ejemplo es el ciclo invertido Stirling, que es el ciclo con base en el cual operan los refrigeradores Stirling. En esta sección, se analiza el *ciclo invertido Brayton,* mejor conocido como el **ciclo de refrigeración de gas**.

Considere el ciclo de refrigeración de gas que se muestra en la figura 11-16. Los alrededores están a T_0 y el espacio refrigerado se va a mantener a T_L. El gas se comprime durante el proceso 1-2. El gas a presión y temperatura altas en el estado 2 se enfría después a presión constante hasta T_0 al rechazar calor hacia los alrededores. Esto es seguido por un proceso de expansión en una turbina, durante el cual la temperatura del gas disminuye hasta T_4. (¿Es posible lograr el efecto de enfriamiento con una válvula de estrangulamiento en lugar de una turbina?) Por último, el gas frío absorbe calor del espacio refrigerado hasta que su temperatura se eleva hasta T_1.

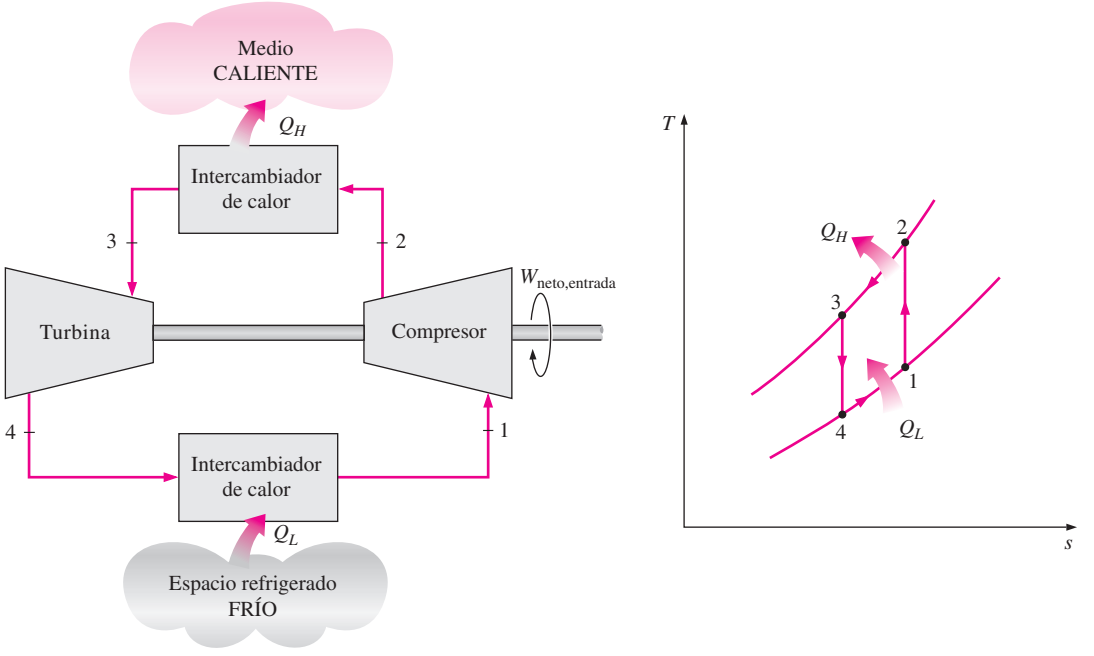


FIGURA 11-16
Ciclo simple de refrigeración de gas.

Todos los procesos recién descritos son internamente reversibles, y el ciclo ejecutado es el ciclo *ideal* de refrigeración de gas. En los ciclos reales de refrigeración de gas, los procesos de compresión y expansión se desviaran de los isentrópicos, y T_3 será más alta que T_0 a menos que el intercambiador de calor sea infinitamente largo.

En un diagrama *T-s,* el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor removido del espacio refrigerado; el área encerrada 1-2-3-4-1 representa la entrada neta de trabajo. La relación de estas áreas es el COP para el ciclo, que se expresa como

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{q_L}{w_{\text{compresor,entrada}} - w_{\text{turbina,salida}}} \qquad \textbf{(11-11)}$$

donde

$$q_L = h_1 - h_4$$
$$w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4$$
$$w_{\text{compresor,entrada}} = h_2 - h_1$$

El ciclo de refrigeración de gas se desvía del ciclo de Carnot invertido debido a que los procesos de transferencia de calor no son isotérmicos. De hecho, la temperatura del gas varía de manera considerable durante el proceso de transferencia de calor. En consecuencia, los ciclos de refrigeración de gas tienen COP menores respecto de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor o con relación al ciclo de Carnot invertido. Esto también se deduce del diagrama *T-s* en la figura 11-17. El ciclo de Carnot invertido consume una fracción del trabajo neto (área rectangular 1*A*3*B*), pero produce una cantidad mayor de refrigeración (área triangular bajo *B*1).

A pesar de su bajo COP, los ciclos de refrigeración de gas tienen dos características deseables: incluyen componentes simples más ligeros (que los hacen adecuados para el enfriamiento de aviones) y pueden incorporar regeneración (por lo que son adecuados en la licuefacción de gases y en las aplicaciones criogénicas). Un sistema de enfriamiento de avión, que opera en un ciclo abierto, se muestra en la figura 11-18. El aire atmosférico se comprime por medio de un compresor, se enfría mediante el aire circundante y se expande en una turbina. El aire frío que sale de la turbina es dirigido después a la cabina.

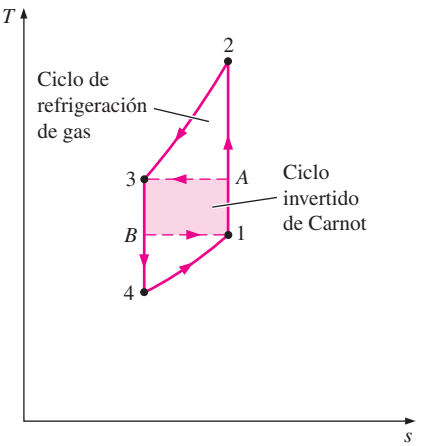


FIGURA 11-17

Un ciclo de Carnot invertido produce más refrigeración (área bajo *B*1) con menos entrada de trabajo (área 1*A*3*B*).

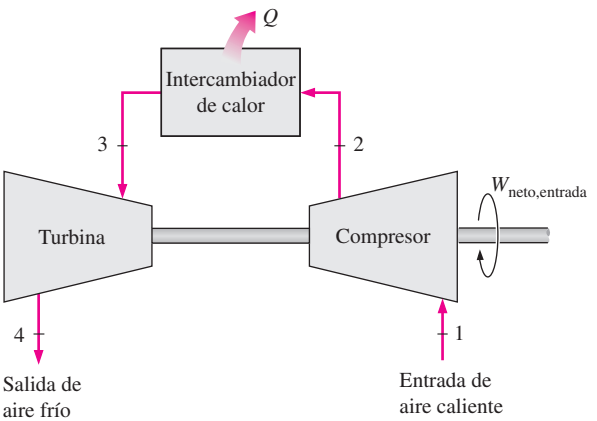


FIGURA 11-18

Un sistema de enfriamiento de ciclo abierto de un avión.

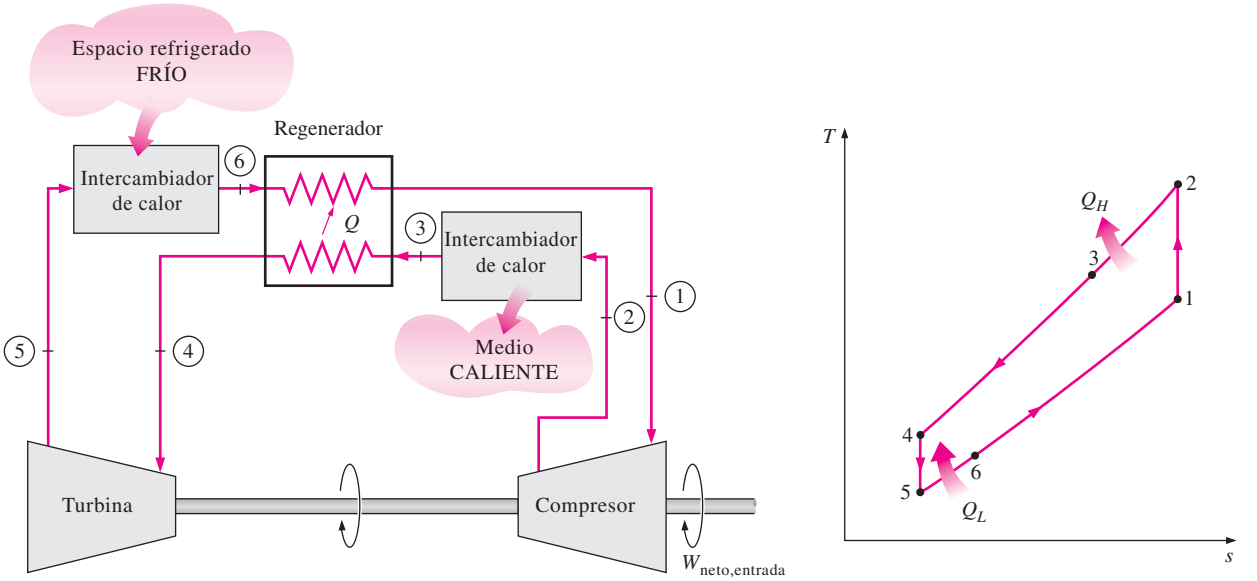


FIGURA 11-19
Ciclo de refrigeración de gas con regeneración.

El ciclo regenerativo de gas se ilustra en la figura 11-19. El enfriamiento regenerativo se logra al insertar un intercambiador de calor a contraflujo dentro del ciclo. Sin regeneración, la temperatura de entrada más baja de la turbina es T_0, la temperatura de los alrededores o de cualquier otro medio de enfriamiento. Con regeneración, el gas de alta presión se enfría aún más hasta T_4 antes de expandirse en la turbina. La disminución de la temperatura de entrada de la turbina reduce automáticamente la temperatura de salida de la misma, que es la temperatura mínima en el ciclo. Es posible conseguir temperaturas muy bajas cuando este proceso se repite.

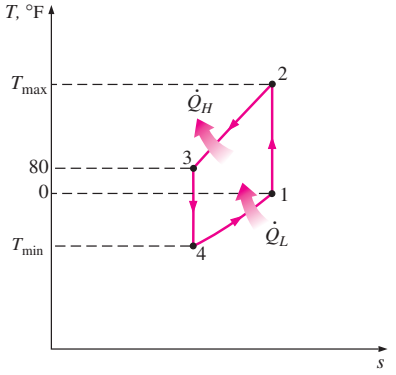


FIGURA 11-20
Diagrama *T-s* del ciclo ideal de refrigeración de gas descrito en el ejemplo 11-5.

EJEMPLO 11-5 El ciclo simple de refrigeración de un gas ideal

Un ciclo de refrigeración de gas ideal que usa aire como medio de trabajo, va a mantener un espacio refrigerado en 0°F mientras rechaza calor hacia los alrededores a 80°F. La relación de presión del compresor es 4. Determine *a*) las temperaturas máxima y mínima en el ciclo, *b*) el coeficiente de desempeño y *c*) la tasa de refrigeración para un flujo másico de 0.1 lbm/s.

Solución Se trabaja con ciclo de refrigeración de gas ideal que usa aire como medio de trabajo. Se determinarán las temperaturas máxima y mínima, el COP y la tasa de refrigeración.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** El aire es un gas ideal con calor específico variable. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis El diagrama *T-s* del ciclo se muestra en la figura 11-20. Observe que se trata de un ciclo de refrigeración por compresión de gas ideal, y en consecuencia, tanto la turbina como el compresor son isentrópicos y el aire es enfriado a temperatura ambiente antes de entrar a la turbina.

a) Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo se determinan a partir de las relaciones isentrópicas de gases ideales para los procesos de compresión y de expansión. A partir de la tabla A-17E,

$$T_1 = 460 \text{ R} \longrightarrow h_1 = 109.90 \text{ Btu/lbm} \quad \text{y} \quad P_{r1} = 0.7913$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (4)(0.7913) = 3.165 \longrightarrow \begin{cases} h_2 = 163.5 \text{ Btu/lbm} \\ T_2 = \mathbf{683 \text{ R (o } 223^\circ\text{F)}} \end{cases}$$

$$T_3 = 540 \text{ R} \longrightarrow h_3 = 129.06 \text{ Btu/lbm} \quad \text{y} \quad P_{r3} = 1.3860$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = (0.25)(1.386) = 0.3465 \longrightarrow \begin{cases} h_4 = 86.7 \text{ Btu/lbm} \\ T_4 = \mathbf{363 \text{ R (o } -97^\circ\text{F)}} \end{cases}$$

Por lo tanto, las temperaturas más altas y más bajas en el ciclo son 223 y −97°F, respectivamente.

b) El COP de este ciclo de refrigeración de un gas ideal es

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{q_L}{w_{\text{compresor,entrada}} - W_{\text{turbina,salida}}}$$

donde

$$q_L = h_1 - h_4 = 109.9 - 86.7 = 23.2 \text{ Btu/lbm}$$

$$W_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4 = 129.06 - 86.7 = 42.36 \text{ Btu/lbm}$$

$$W_{\text{compresor,entrada}} = h_2 - h_1 = 163.5 - 109.9 = 53.6 \text{ Btu/lbm}$$

Por lo tanto,

$$\text{COP}_\text{R} = \frac{23.2}{53.6 - 42.36} = \mathbf{2.06}$$

c) La tasa de refrigeración es

$$\dot{Q}_{\text{refrigerante}} = \dot{m}(q_L) = (0.1 \text{ lbm/s})(23.2 \text{ Btu/lbm}) = \mathbf{2.32 \text{ Btu/s}}$$

Explicación Vale la pena señalar que un ciclo ideal por compresión de vapor que trabaje bajo condiciones similares tendría un COP mayor que 3.

11-9 ▪ SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Otra forma de refrigeración que tiene un atractivo económico cuando se tiene una fuente de energía térmica barata a una temperatura de 100 a 200°C, es la **refrigeración por absorción**. Algunos ejemplos de fuentes de energía térmica barata incluyen la energía geotérmica, la solar, el calor residual de centrales de cogeneración o de vapor de proceso, e incluso el gas natural cuando está disponible a un precio relativamente bajo.

Como su nombre lo indica, los sistemas de refrigeración por absorción implican la absorción de un *refrigerante* por un *medio de transporte*. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el sistema de amoniaco-agua, donde el amoniaco (NH_3) sirve como el refrigerante y el agua (H_2O) es el medio de transporte. Otros sistemas de refrigeración por absorción son los de agua-bromuro de litio y el de agua-cloruro de litio, en los que el agua sirve como refrigerante. Los últimos dos sistemas están limitados a aplicaciones como el acondicionamiento de aire, en las que la temperatura mínima queda por arriba del punto de congelación del agua.

Para comprender los principios básicos que implica la refrigeración por absorción, se examina el sistema NH_3-H_2O que se muestra en la figura 11-21. La máquina de refrigeración de amoniaco-agua fue patentada por el francés Ferdinand Carre en 1859. En unos cuantos años, las máquinas basadas en este principio se empezaron a construir en Estados Unidos, principalmente para fabricar hielo y almacenar alimentos. Se puede observar inmediatamente de la figura que este sistema es muy similar al sistema por compresión de vapor, excepto que el compresor se ha sustituido por un complicado mecanismo de absorción compuesto por un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador, una válvula y un rectificador. Una vez que la presión del NH_3 es elevada por los componentes en la caja (esto es lo único que tienen que hacer), se enfría y se condensa en el condensador, liberando calor hacia los alrededores; se estrangula hasta la presión del evaporador y absorbe calor del espacio refrigerado cuando fluye a través del evaporador. Así que no hay nada nuevo. A continuación se indica lo que sucede en la caja:

El vapor de amoniaco sale del evaporador y entra al absorbedor, donde se disuelve y tiene una reacción química con el agua para formar $NH_3 \cdot H_2O$. Ésta es una reacción exotérmica; por ello el calor se libera durante este proceso. La cantidad de NH_3 que puede disolverse en H_2O es inversamente proporcional a la temperatura. Por consiguiente, es necesario enfriar el absorbedor para mantener su temperatura lo más baja posible y, por ende, para maximizar la cantidad de NH_3 disuelto en el agua. La solución líquida $NH_3 + H_2O$, que es rica en NH_3, se bombea luego al generador. El calor se transfiere a la solución de una fuente para evaporar algo de la solución. El vapor que es rico en NH_3 pasa por un rectificador, que separa el agua y la regresa al generador. El vapor de NH_3 puro de alta presión continúa luego su trayecto por el resto del ciclo. La solución caliente $NH_3 + H_2O$, pobre en NH_3, pasa después por un regenerador,

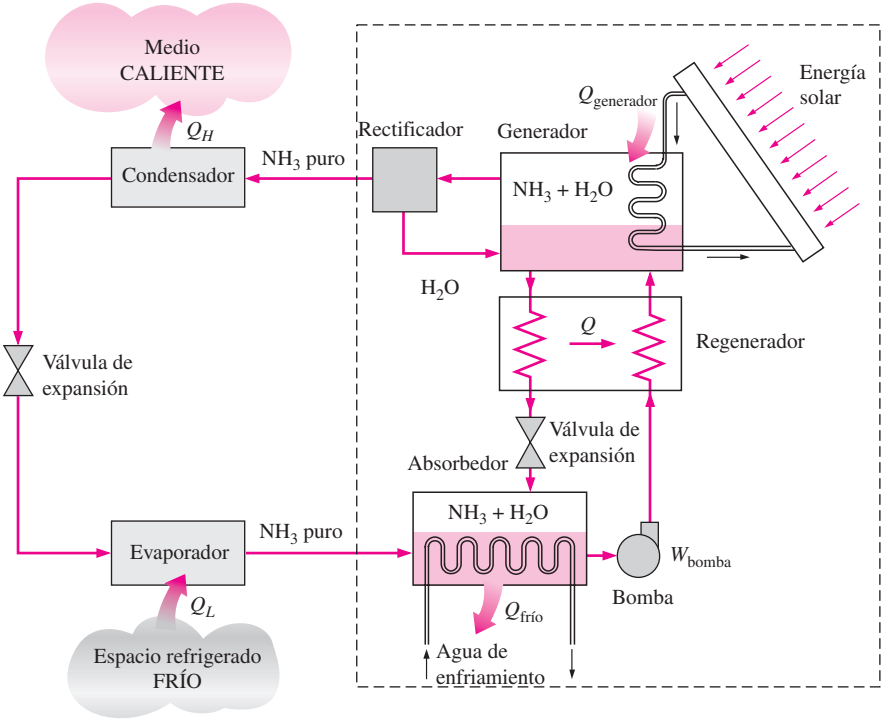


FIGURA 11-21
Ciclo de refrigeración por absorción de amoniaco.

donde transfiere algo de calor a la solución enriquecida que sale de la bomba, y se estrangula hasta la presión del absorbedor.

Comparados con los sistemas por compresión de vapor, los sistemas de refrigeración por absorción presentan una ventaja importante: se comprime un líquido en vez de un vapor. El trabajo del flujo permanente es proporcional al volumen específico, por lo que la entrada de trabajo en los sistemas de refrigeración por absorción es muy pequeña (del orden de 1% del calor suministrado al generador) y se ignora a menudo en el análisis del ciclo. La operación de estos sistemas se basa en la transferencia de calor de una fuente externa. Por consiguiente, los sistemas de refrigeración por absorción son clasificados a menudo como *sistemas accionados por calor.*

Los sistemas de refrigeración por absorción son mucho más costosos que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Son más complejos y ocupan más espacio, son mucho menos eficientes, por lo tanto requieren torres de enfriamiento mucho más grandes para liberar el calor residual, y son más difíciles de mantener dado que son poco comunes. Así, los sistemas de refrigeración por absorción deberían considerarse sólo cuando el costo unitario de la energía térmica sea bajo y se proyecte permanecer bajo en comparación con la electricidad. Los sistemas de refrigeración por absorción se utilizan principalmente en grandes instalaciones comerciales e industriales.

El COP de sistemas de refrigeración por absorción se define como

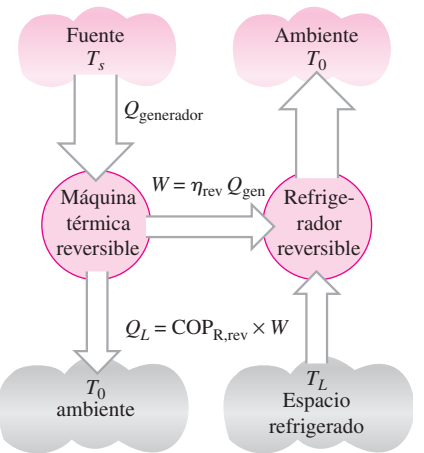
$$\text{COP}_{\text{absorción}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}} + W_{\text{bomba,entrada}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}} \qquad \textbf{(11-12)}$$

El COP máximo de un sistema de refrigeración por absorción se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible (es decir, el ciclo no incluye irreversibilidades ni ninguna transferencia de calor debido a una diferencia de temperatura diferencial). El sistema de refrigeración sería reversible si el calor de la fuente ($Q_{\text{generador}}$) se transfiriera a una máquina térmica de Carnot, y la salida de trabajo de esta máquina térmica ($W = \eta_{\text{ter,rev}}\, Q_{\text{generador}}$) se suministrara a un refrigerador de Carnot para extraer calor de un espacio refrigerado. Observe que $Q_L = W \times \text{COP}_{\text{R,rev}} = \eta_{\text{ter,rev}} Q_{\text{generador}} \text{COP}_{\text{R, rev}}$. Entonces, el COP total de un sistema de refrigeración por absorción en condiciones reversibles es (Fig. 11-22)

$$\text{COP}_{\text{rev,absorción}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}} = \eta_{\text{ter,rev}} \text{COP}_{\text{R,rev}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) \qquad \textbf{(11-13)}$$

donde T_L, T_0 y T_s son las temperaturas termodinámicas del espacio refrigerado, el ambiente y la fuente de calor, respectivamente. Cualquier sistema de refrigeración por absorción que reciba calor de una fuente a T_s y extraiga calor del espacio refrigerado a T_L mientras opera en un ambiente a T_0 tendrá un COP menor que aquel determinado a partir de la ecuación 11-13. Por ejemplo, cuando la fuente está a 120°C, el espacio refrigerado está a −10°C y el ambiente se encuentra a 25°C, el máximo COP que un sistema de refrigeración por absorción puede tener es 1.8. El COP de sistemas de refrigeración por absorción reales por lo común es menor que 1.

Los sistemas de acondicionamiento de aire basados en la refrigeración por absorción, llamados *enfriadores por absorción,* se desempeñan mejor cuando la fuente de calor puede suministrar calor a una temperatura elevada con poca caída de temperatura. Los enfriadores por absorción generalmente están nominados a una temperatura de entrada de 116°C (240°F). Los enfriadores funcionan a temperaturas más bajas, pero su capacidad de enfriamiento disminuye



$$W = \eta_{\text{reversible}}\, Q_{\text{generador}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) Q_{\text{generador}}$$

$$Q_L = \text{COP}_{\text{R,reversible}} W = \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right) W$$

$$\text{COP}_{\text{rev,absorción}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{gen}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

FIGURA 11-22
Determinación del COP máximo de un sistema de refrigeración por absorción.

sensiblemente con la disminución de la temperatura de la fuente, aproximadamente 12.5% por cada 6°C (10°F) de reducción en la temperatura de la fuente. Por ejemplo, la capacidad caerá a 50% cuando la temperatura del agua de suministro baje a 93°C (200°F). En este caso, uno necesita duplicar el tamaño (y por consiguiente, los costos) del enfriador para lograr el mismo enfriamiento. El COP del enfriador se ve menos afectado por el descenso de la temperatura de la fuente. El COP cae un 2.5% por cada 6°C (10°F) de disminución en la temperatura de la fuente. El COP nominal de un enfriador por absorción de etapa sencilla a 116°C (240°F) es de 0.65 a 0.70. En consecuencia, por cada tonelada de refrigeración se requerirá una entrada de calor de (12 000 Btu/h)/0.65 = 18 460 Btu/h. A una temperatura de 88°C (190°F), el COP caerá en 12.5% y, por lo tanto, la entrada de calor aumentará en 12.5% para el mismo efecto de enfriamiento. En consecuencia, se deben evaluar con cuidado los aspectos económicos antes de optar por cualquier sistema de refrigeración por absorción, de manera especial cuando la temperatura de la fuente esté por abajo de los 93°C (200°F).

Otro sistema de refrigeración por absorción, bastante popular entre los excursionistas, es un sistema activado con propano, inventado por dos estudiantes universitarios suecos. En este sistema la bomba se remplaza por un tercer fluido (hidrógeno), que hace que la unidad sea en verdad portátil.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Generación de potencia termodinámica y sistemas de refrigeración

Todos los sistemas de refrigeración estudiados antes incluyen muchas partes móviles y componentes voluminosos y complejos. Por ello, la siguiente pregunta viene a la mente: ¿Es necesario que un sistema de refrigeración sea tan complicado? ¿Será factible lograr el mismo efecto de una manera más directa? La respuesta a estas preguntas es *sí*. Es posible emplear la energía eléctrica de manera más directa para producir enfriamiento sin involucrar ningún refrigerante ni partes móviles. A continuación se analiza uno de esos sistemas, llamado *refrigerador termoeléctrico*.

Considere dos alambres de diferentes metales unidos en ambos extremos (uniones), formando un circuito cerrado. Ordinariamente no ocurrirá nada. Sin embargo, cuando se calienta uno de los extremos sucede algo interesante: una corriente fluye continuamente en el circuito, como se observa en la figura 11-23. Esto se conoce como el **efecto Seebeck**, en honor a Thomas Seebeck, quien realizó este descubrimiento en 1821. El circuito que incorpora efectos térmicos además de eléctricos se denomina **circuito termoeléctrico**, y un dispositivo que opera en este circuito se denomina **dispositivo termoeléctrico**.

El efecto Seebeck tiene dos aplicaciones principales: la medición de temperatura y la generación de potencia. Cuando el circuito termoeléctrico se rompe, como se muestra en la figura 11-24, la corriente deja de fluir y es posible medir la fuerza impulsora (la fuerza electromotriz) o el voltaje generado en el circuito mediante un voltímetro. El voltaje generado es una función de la diferencia de temperatura y de los materiales de los dos alambres utilizados. Por consiguiente, se puede medir la temperatura a partir de los voltajes. De este

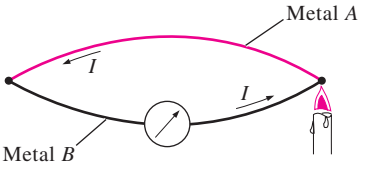


FIGURA 11-23
Cuando una de las uniones de dos metales diferentes se calienta, fluye una corriente *I* por el circuito cerrado.

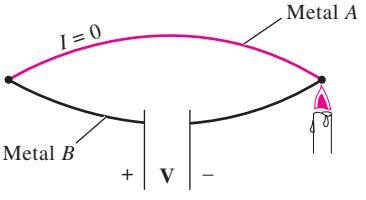


FIGURA 11-24
Cuando se rompe un circuito termoeléctrico, se genera una diferencia de potencial.

*Esta sección puede saltarse sin que se pierda la continuidad.

modo, los dos alambres usados para medir la temperatura forman un *termopar,* que es el dispositivo medidor de temperatura más versátil y de mayor utilización. Un termopar común tipo T, por ejemplo, consta de alambres de cobre y constantán y produce cerca de 40 μV por °C de diferencia.

El efecto Seebeck también constituye la base de la generación de potencia termoeléctrica. El esquema de un **generador termoeléctrico** se muestra en la figura 11-25. El calor se transfiere de una fuente de alta temperatura a la unión caliente en la cantidad de Q_H y se libera hacia un sumidero de baja temperatura de la unión fría en la cantidad de Q_L. La diferencia entre ambas cantidades es el trabajo eléctrico neto producido, esto es, $W_e = Q_H - Q_L$. De la figura 11-25 se deduce que el ciclo de potencia termoeléctrico es muy similar a un ciclo ordinario de máquina térmica, con los electrones como el fluido de trabajo. Por consiguiente, la eficiencia térmica de un generador termoeléctrico que opere entre los límites de temperatura de T_H y T_L queda limitada por la eficiencia de un ciclo de Carnot que opere entre los mismos límites de temperatura. Por lo tanto, en ausencia de irreversibilidades (como calentamiento I^2R, donde R es la resistencia eléctrica total de los alambres), el generador termoeléctrico tendrá la eficiencia de Carnot.

La principal desventaja de los generadores termoeléctricos es su baja eficiencia. El éxito futuro de estos dispositivos depende del descubrimiento de materiales con características más convenientes. Por ejemplo, la salida de voltaje de los dispositivos termoeléctricos se ha incrementado varias veces al cambiar de pares metálicos a semiconductores. Un generador termoeléctrico práctico que utiliza materiales conectados en serie tipo n (dopados intensamente para crear un exceso de electrones) y tipo p (dopados intensamente para crear una deficiencia de electrones), se muestra en la figura 11-26. A pesar de sus bajas eficiencias, los generadores termoeléctricos tienen una ventaja de peso definido y confiabilidad, y actualmente se usan en áreas rurales y en aplicaciones espaciales. Por ejemplo, los generadores termoeléctricos basados en silicio-germanio de las naves *Voyager* han suministrado potencia a estos vehículos espaciales desde 1980, y se espera que lo sigan haciendo por varios años más.

Si acaso Seebeck hubiese sido experto en termodinámica, es probable que habría tratado de invertir la dirección del flujo de electrones en el circuito termoeléctrico (aplicando externamente una diferencia de potencia en la dirección contraria) para crear un efecto de refrigeración. Pero este honor pertenece a Jean Charles Athanase Peltier, quien descubrió dicho fenómeno en 1834. Él observó durante sus experimentos que cuando una pequeña corriente pasaba por la unión de dos alambres distintos, la unión se enfriaba, como se muestra en la figura 11-27. Esto se denomina **efecto Peltier**, y constituye la base de la **refrigeración termoeléctrica**. Un circuito de refrigeración termoeléctrica práctico que emplea materiales semiconductores se muestra en la figura 11-28. Se absorbe calor del espacio refrigerado en la cantidad de Q_L y se libera hacia el ambiente caliente en la cantidad de Q_H. La diferencia entre ambas cantidades es el trabajo eléctrico neto que necesita suministrarse, es decir, $W_e = Q_H - Q_L$. Hoy día, los refrigeradores termoeléctricos no están en condiciones de competir con los sistemas de refrigeración por compresión de vapor debido a su bajo coeficiente de desempeño. Sin embargo, se encuentran en el mercado y se prefieren en algunas aplicaciones debido a su pequeño tamaño, simplicidad, confiabilidad y porque son silenciosos.

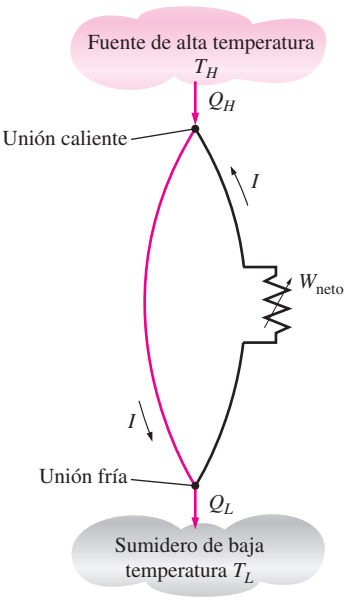


FIGURA 11-25
Esquema de un generador simple de potencia termoeléctrica.

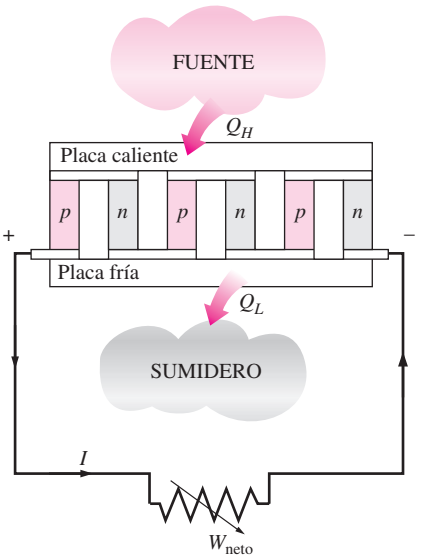


FIGURA 11-26
Un generador de potencia termoeléctrica.

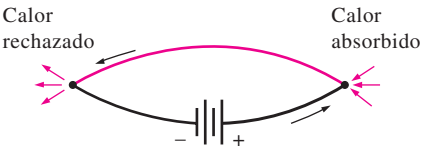


FIGURA 11-27
Cuando una corriente pasa por la unión de dos materiales diferentes, la unión se enfría.

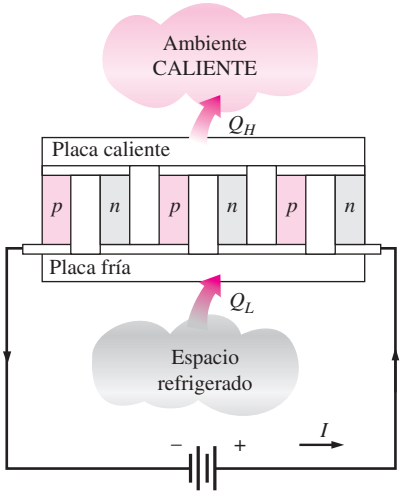


FIGURA 11-28
Un refrigerador termoeléctrico.

EJEMPLO 11-6 **Enfriamiento de una bebida enlatada mediante un refrigerador termoeléctrico**

Un refrigerador termoeléctrico, que es similar a una pequeña hielera, es activado por medio de una batería de automóvil, y tiene un COP de 0.1. Si el refrigerador enfría una bebida enlatada de 0.350 litros, de 20 a 4°C en 30 minutos, determine la energía eléctrica promedio consumida por el refrigerador termoeléctrico.

Solución Un refrigerador termoeléctrico con un COP específico se usa para enfriar una bebida enlatada. Se determinará la energía consumida por el refrigerador termoeléctrico.

Suposiciones La transferencia de calor a través de las paredes del refrigerador durante la operación es insignificante.

Propiedades Las propiedades de las bebidas enlatadas son las mismas que las del agua a temperatura ambiente, $\rho = 1$ kg/L y $c = 4.18$ kJ/kg · °C (Tabla A-3).

Análisis La tasa de enfriamiento del refrigerador es, simplemente, la tasa de disminución de la energía de la bebida enlatada,

$$m = \rho V = (1 \text{ kg/L})(0.350 \text{ L}) = 0.350 \text{ kg}$$

$$Q_{\text{enfriamiento}} = mc\,\Delta T = (0.350 \text{ kg})(4.18 \text{ kJ/kg} \cdot °\text{C})(20 - 4)°\text{C} = 23.4 \text{ kJ}$$

$$\dot{Q}_{\text{enfriamiento}} = \frac{Q_{\text{enfriamiento}}}{\Delta t} = \frac{23.4 \text{ kJ}}{30 \times 60 \text{ s}} = 0.0130 \text{ kW} = 13 \text{ W}$$

Entonces, la energía promedio consumida por el refrigerador es

$$\dot{W}_{\text{entrada}} = \frac{\dot{Q}_{\text{enfriamiento}}}{\text{COP}_R} = \frac{13 \text{ W}}{0.10} = \mathbf{130 \text{ W}}$$

Explicación En realidad, la energía consumida será mayor debido al calor absorbido a través de las paredes del refrigerador.

RESUMEN

La transferencia de calor de regiones de temperatura inferior a regiones de temperaturas más altas se llama *refrigeración*. Los dispositivos que producen refrigeración se llaman *refrigeradores*, y los ciclos en los que operan reciben el nombre de *ciclos de refrigeración*. Los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman *refrigerantes*. Los refrigeradores que se emplean con el fin de calentar un espacio transfiriendo calor desde un medio más frío se llaman *bombas de calor*.

El desempeño de los refrigeradores y de las bombas de calor se expresa en términos del *coeficiente de desempeño* (COP), definido como

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

$$\text{COP}_{BC} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

El estándar de comparación para los ciclos de refrigeración es el *ciclo de Carnot invertido*. Un refrigerador o una bomba de calor que opera en el ciclo de Carnot invertido recibe el nombre de *refrigerador de Carnot* o *bomba de calor de Carnot*, y sus COP son

$$\text{COP}_{R,\text{Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

$$\text{COP}_{BC,\text{Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

El ciclo de refrigeración más empleado es el *ciclo de refrigeración por compresión de vapor*. En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor como un vapor saturado y se enfría hasta el estado de líquido saturado en el condensador. Luego se estrangula hasta la presión del evaporador y se evapora en tanto absorbe calor del espacio refrigerado.

Es posible lograr temperaturas muy bajas al operar dos o más sistemas de compresión de vapor en serie llamadas *etapas en cascada.* El COP de un sistema de refrigeración también aumenta con el número de etapas en cascada. Otra manera de mejorar el desempeño de un sistema de refrigeración por compresión de vapor es mediante el uso de *compresión de etapas múltiples con enfriamiento regenerativo.* Un refrigerador con un solo compresor proporciona refrigeración a varias temperaturas, al estrangular el refrigerante en varias etapas. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor se utiliza también para licuar gases después de ciertas modificaciones.

Los ciclos de potencia se usan como ciclos de refrigeración simplemente invirtiéndolos. De éstos, el *ciclo invertido Brayton,* conocido también como *ciclo de refrigeración de gas*, es utilizado en el enfriamiento de aviones y para obtener temperaturas muy bajas (criogénicas) después de ser modificado con regeneración. La salida de trabajo de la turbina se usa para reducir los requerimientos de entrada de trabajo al compresor. De modo que el COP de un ciclo de refrigeración de gas es

$$\text{COP}_{\text{absorción}} = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{q_L}{w_{\text{compresor,entrada}} - w_{\text{turbina,salida}}}$$

Otra forma de refrigeración que tiene atractivo económico cuando existe una fuente de energía térmica gratuita a una temperatura de entre 100 y 200°C, es la *refrigeración por absorción,* en que el refrigerante es absorbido por un medio de transporte, y comprimido en forma líquida. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el de amoniaco-agua; el amoniaco sirve como refrigerante, y el agua como medio de transporte. La entrada de trabajo a la bomba suele ser muy pequeña y el COP del sistema de refrigeración por absorción se define como

$$\text{COP}_{\text{absorción}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}} + W_{\text{bomba,entrada}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}}$$

El máximo COP que un sistema de refrigeración por absorción puede tener se determina considerando condiciones totalmente reversibles, lo que produce

$$\text{COP}_{\text{rev,absorción}} = \eta_{\text{ter,rev}}\,\text{COP}_{\text{R,rev}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right)\left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

donde T_0, T_L y T_s son las temperaturas absolutas del ambiente, del espacio refrigerado y de la fuente de calor, respectivamente.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), *Handbook of Fundamentals,* Atlanta, Georgia, 1985.
2. Varios autores, *Heat Pump Systems. A Technology Review*, París, Reporte de la OCDE, 1982.
3. B. Nagengast, "A Historial Look at CFC Refrigerants", en *ASHRAE Journal,* vol. 30, núm. 11, pp. 37-39, noviembre, 1988.
4. W. F. Stoecker, "Growing Opportunities for Ammonia Refrigeration", en *Proceedings of the Meeting of the International Institute of Ammonia Refrigeration,* Austin, Texas, 1989.
5. W. F. Stoecker y J. W. Jones, *Refrigeration and Air Conditioning*, 2a. edición, McGraw-Hill, Nueva York, 1982.
6. K. Wark y D.E. Richards, *Thermodynamics,* 6a. edición, McGraw-Hill, Nueva York, 1999.

PROBLEMAS*

El ciclo invertido de Carnot

11-1C ¿Por qué cuando se ejecuta el ciclo invertido de Carnot dentro de la curva de saturación no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración?

*Se recomienda a los estudiantes contestar todas las preguntas de concepto "C". Los problemas designados con una "E" están en unidades inglesas y los usuarios del sistema SI pueden ignorarlos. Los problemas indicados con un ícono CD-EES están resueltos usando el software EES, y las soluciones completas reunidas con estudios paramétricos están incluidas en el DVD adjunto. Los problemas con el ícono de una computadora con son explícitos en sí mismos, y fueron planeados para ser resueltos con un sistema de cómputo, usando preferiblemente el software EES que acompaña a este texto.

11-2 Un ciclo de refrigeración de Carnot de flujo estable utiliza refrigerante 134a como fluido de trabajo. Cuando rechaza calor, el refrigerante cambia de vapor saturado a líquido saturado a 30°C en el condensador. La presión del evaporador es de 160 kPa. Demuestre el ciclo en un diagrama *T-s* relativo a las líneas de saturación y determine *a*) el coeficiente de desempeño, *b*) la cantidad de calor absorbido del espacio refrigerado y *c*) la entrada neta de trabajo.
Respuestas: a) 5.64, *b)* 147 kJ/kg, *c)* 26.1 kJ/kg

11-3E Al condensador de un refrigerador de Carnot de flujo estable entra refrigerante 134a como un vapor saturado a 90 psia y sale con una calidad de 0.05. La absorción de calor del espacio refrigerado sucede a 30 psia. Demuestre el ciclo en un

diagrama *T-s* con respecto a las líneas de saturación y determine *a*) el coeficiente de operación, *b*) la calidad al inicio del proceso de absorción de calor y *c*) la entrada neta de trabajo.

Ciclo ideal y ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

11-4C ¿Acaso el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor incluye alguna irreversibilidad interna?

11-5C ¿Por qué la válvula de estrangulamiento no se sustituye por una turbina isentrópica en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor?

11-6C Se propone utilizar agua en vez de refrigerante 134a como fluido de trabajo en aplicaciones de acondicionamiento de aire, donde la temperatura mínima nunca desciende por debajo del punto de congelación. ¿Apoyaría esta propuesta? Explique.

11-7C En un sistema de refrigeración, ¿recomendaría condensar el refrigerante 134a a una presión de 0.7 o 1.0 MPa, si el calor se va a desechar hacia un medio de enfriamiento a 15°C? ¿Por qué?

11-8C ¿Será cierto que el área encerrada por el ciclo en un diagrama *T-s* representa la entrada neta de trabajo para el ciclo de Carnot invertido? ¿Qué sucede en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor?

11-9C Considere dos ciclos de refrigeración por compresión de vapor. El refrigerante entra a la válvula de estrangulamiento como un líquido saturado a 30°C, en un ciclo, y como un líquido subenfriado a 30°C en el otro. La presión del evaporador para ambos ciclos es la misma. ¿Cuál ciclo tendrá el COP más alto?

11-10C El COP de ciclos de refrigeración por compresión de vapor mejora cuando el refrigerante se subenfría antes de entrar a la válvula de estrangulamiento. ¿Puede subenfriarse el refrigerante de manera indefinida para maximizar este efecto, o acaso existe un límite inferior? Explique.

11-11 Un refrigerador comercial con el refrigerante 134a como fluido de trabajo se utiliza para mantener el espacio refrigerado a −30°C desechando su calor residual al agua de enfriamiento que entra al condensador a 18ºC a una tasa de 0.25 kg/s y sale a 26°C. El refrigerante entra en el condensador a 1.2 MPa y 65°C y sale a 42°C. El estado de la entrada del compresor es 60 kPa y −34°C, y se estima una ganancia de calor neto del compresor de un calor neto de 450 W de los alrededores. Determine *a*) la calidad del refrigerante a la entrada del evaporador, *b*) la carga de refrigeración, *c*) el COP del refrigerador y *d*) la carga de refrigeración máxima teórica para la misma entrada de potencia al compresor.

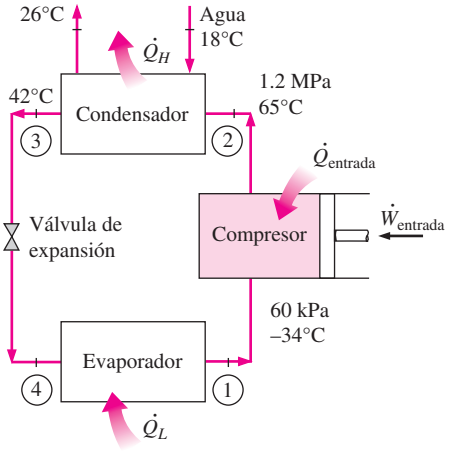


FIGURA P11-11

11-12 Un refrigerador utiliza refrigerante 134a como fluido de trabajo y opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre 0.12 y 0.7 MPa. El flujo másico del refrigerante es 0.05 kg/s. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación. Determine *a*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor; *b*) la tasa de rechazo de calor al ambiente y *c*) el coeficiente de desempeño.

Respuestas: a) 7.41 kW, 1.83 kW, *b*) 9.23 kW, *c*) 4.06

11-13 Repita el problema 11-12 para una presión de condensador de 0.9 MPa.

11-14 Si se sustituye la válvula de estrangulamiento descrita en el problema 11-12 con una turbina isentrópica, determine el aumento porcentual en el COP y en la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado.

Respuestas: 4.2 por ciento, 4.2 por ciento

11-15 Considere un sistema de refrigeración de 300 kJ/min que opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con el refrigerante 134a como fluido de trabajo. Éste entra al compresor como vapor saturado a 140 kPa y se comprime hasta 800 kPa. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la calidad del refrigerante al final del proceso de estrangulamiento, *b*) el coeficiente de desempeño y *c*) la entrada de potencia al compresor.

11-16 Reconsidere el problema 11-15. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la presión del evaporador sobre el COP y la entrada de potencia. Haga que la presión del evaporador varíe de 100 kPa a 400 kPa. Grafique el COP y la entrada de potencia como funciones de la presión del evaporador y comente los resultados.

11-17 Repita el problema 11-15 suponiendo una eficiencia isentrópica de 85% para el compresor. Determine también la tasa de destrucción de exergía asociada con el proceso de compresión en este caso. Considere $T_0 = 298$ K.

11-18 Al compresor de un refrigerador entra refrigerante 134a como vapor sobrecalentado a 0.14 MPa y −10°C, a una tasa de 0.12 kg/s, y sale a 0.7 MPa y 50°C. El refrigerante se enfría en el condensador hasta 24°C y 0.65 MPa, y se estrangula hasta 0.15 MPa. Ignore toda transferencia de calor y caída de presión en las líneas de conexión entre los componentes, y muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación. Determine: *a*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor; *b*) la eficiencia isentrópica del compresor y *c*) el COP del refrigerador.

Respuestas: a) 19.4 kW, 5.06 kW, *b*) 82.5 por ciento, *c*) 3.83

11-19E Una máquina que produce hielo opera con base en un ciclo ideal por presión de vapor y usa refrigerante 134a. El refrigerante entra al compresor como vapor saturado a 20 psia y sale del condensador como líquido saturado a 80 psia. El agua entra a la máquina de hielo a 55°F y sale como hielo a 25°F. Para una tasa de producción de hielo de 15 lbm/h, determine la entrada de potencia a la máquina de hielo (169 Btu de calor necesitan extraerse de cada lbm de agua a 55°F para convertirlo en hielo a 25°F).

11-20 Al compresor de un refrigerador entra refrigerante 134a a 140 kPa y −10°C, a una tasa de 0.3 m^3/min, y sale a 1 MPa. La eficiencia isentrópica del compresor es de 78%. El refrigerante entra a la válvula de estrangulamiento a 0.95 MPa y 30°C, y sale del evaporador como vapor saturado a −18.5°C. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la entrada de potencia al compresor, *b*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y *c*) la caída de presión y la tasa de ganancia de calor en la línea entre el evaporador y el compresor.

Respuestas: a) 1.88 kW, *b*) 4.99 kW, *c*) 1.65 kPa, 0.241 kW

11-21 Reconsidere el problema 11-20. Usando el software EES (u otro), investigue los efectos de variar la eficiencia isentrópica del compresor sobre el rango de 60 a 100%, y el flujo volumétrico de entrada del compresor de 0.1 a 1.0 m^3/min sobre la entrada de potencia y la tasa de refrigeración. Grafique la tasa de refrigeración y la entrada de potencia al compresor como funciones de la eficiencia del compresor para tasas de flujo volumétrico de entrada del compresor de 0.1, 0.5 y 1.0 m^3/min, y comente los resultados.

11-22 Un refrigerador usa el refrigerante 134a como fluido de trabajo y opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. El refrigerante entra en el evaporador a 120 kPa con una calidad de 30% y sale del compresor a 60°C. Si el compresor consume 450 W de potencia, determine *a*) el flujo másico del refrigerante, *b*) la presión del condensador y *c*) el COP del refrigerador.

Respuestas: a) 0.00727 kg/s, *b*) 672 kPa, *c*) 2.43

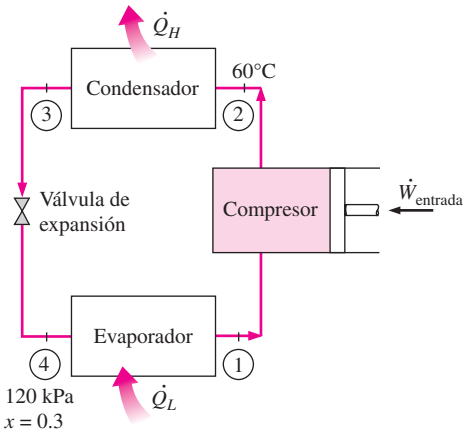


FIGURA P11-22

Selección del refrigerante adecuado

11-23C Al seleccionar un refrigerante para cierta aplicación, ¿qué características buscaría en el refrigerante?

11-24C Considere un sistema de refrigeración que usa refrigerante 134a como fluido de trabajo. Si este refrigerador va a operar en un ambiente a 30°C, ¿cuál es la presión mínima a la que el refrigerante debe comprimirse? ¿Por qué?

11-25C Un refrigerador con refrigerante 134a va a mantener el espacio refrigerado a −10°C. ¿Recomendaría una presión del evaporador de 0.12 o de 0.14 MPa para este sistema? ¿Por qué?

11-26 Un refrigerador que opera en un ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante 134a mantendrá el espacio refrigerado a −10°C, mientras rechaza calor al ambiente a 25°C. Seleccione presiones razonables para el evaporador y el condensador. Explique por qué eligió dichos valores.

11-27 Una bomba de calor que opera en un ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante 134a se utiliza para calentar una casa y mantenerla a 22°C usando agua subterránea a 10°C como fuente térmica. Seleccione presiones razonables para el evaporador y el condensador y explique por qué elige dichos valores.

Sistemas de bomba de calor

11-28C ¿Considera que un sistema de bomba de calor será de menor costo en una ciudad como Nueva York o en Miami? ¿Por qué?

11-29C ¿Qué es una bomba de calor que utiliza el agua como fuente de calor? ¿Cómo se compara el COP de un sistema de bomba de calor que usa agua como fuente de calor con el de un sistema que utiliza aire como fuente de calor?

11-30E Una bomba de calor que opera en un ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante 134a se aplica para calentar una casa y mantenerla a 75°F, utilizando agua subterránea a 50°F como fuente de calor. La casa pierde calor a una tasa de 60 000 Btu/h. Las presiones del evaporador y el condensador son 50 y 120 psia, respectivamente. Determine la entrada de potencia a la bomba de calor y la potencia eléctrica ahorrada usando una bomba de calor en vez de un calentador de resistencia eléctrica. *Respuestas:* 2.46 hp, 21.1 hp

11-31 Una bomba de calor que opera en un ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante 134a se utiliza para calentar agua de 15 a 45°C a una tasa de 0.12 kg/s. Las presiones del condensador y del evaporador son 1.4 y 0.32 MPa, respectivamente. Determine la entrada de potencia a la bomba de calor.

11-32 Una bomba de calor que usa refrigerante 134a calienta una casa y emplea agua subterránea a 8°C como fuente de calor. La casa pierde calor a una tasa de 60 000 kJ/h. El refrigerante entra al compresor a 280 kPa y 0°C, y sale a 1 MPa y 60°C. El refrigerante sale del condensador a 30°C. Determine *a*) la entrada de potencia a la bomba de calor, *b*) la tasa de absorción de calor del agua y *c*) el aumento en la entrada de potencia eléctrica si se utiliza un calentador de resistencia eléctrica en lugar de una bomba de calor.

Respuestas: a) 3.55 kW, *b*) 13.12 kW, *c*) 13.12 kW

11-33 Reconsidere el problema 11-32. Usando el software EES (u otro), investigue los efectos de variar la eficiencia isentrópica del compresor sobre el rango de 60 hasta un 100 por ciento. Grafique la entrada de potencia al compresor y la potencia eléctrica ahorrada al usar una bomba de calor en vez de un calefactor de resistencia eléctrica como funciones de la eficiencia del compresor, y comente los resultados.

11-34 En el condensador de una bomba de calor residencial entra refrigerante 134a a 800 kPa y 55°C a una tasa de 0.018 kg/s, y sale a 750 kPa subenfriado a 3°C. El refrigerante entra al compresor a 200 kPa sobrecalentado en 4°C. Determine *a*) la eficiencia isentrópica del compresor, *b*) la tasa de calor suministrada a la habitación calentada y *c*) el COP de la bomba de calor. También, determine *d*) el COP y la tasa del calor suministrado a la habitación calentada, suponiendo que esta bomba de calor operara en el ciclo ideal de compresión de vapor entre los límites de presión de 200 y 800 kPa.

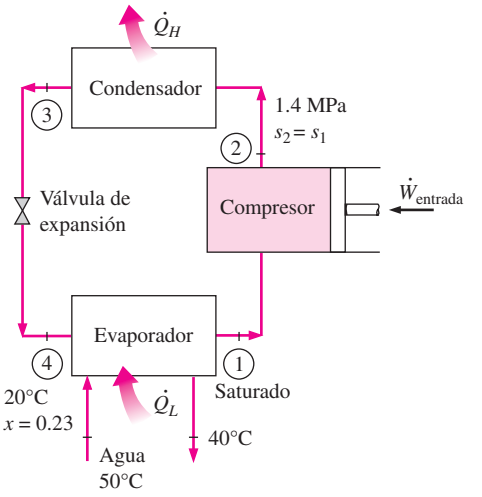


FIGURA P11-35

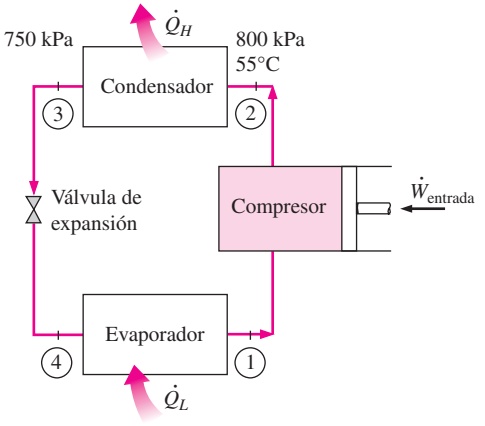


FIGURA P11-34

11-35 Una bomba de calor con el refrigerante 134a como fluido de trabajo se usa para mantener un espacio a 25°C, absorbiendo el calor de una fuente de agua geotérmica que entra en el evaporador a 50°C a una tasa de 0.065 kg/s, y sale a 40°C. El refrigerante entra en el evaporador a 20°C con una calidad de 23%, y sale a la presión de entrada como vapor saturado. El refrigerante pierde 300 W de calor a los alrededores cuando fluye a través del compresor, y sale del compresor a 1.4 MPa a la misma entropía que a la entrada. Determine: *a*) los grados de subenfriamiento del refrigerante en el condensador, *b*) el flujo másico del refrigerante, *c*) la carga de calentamiento y el COP de la bomba de calor y *d*) la entrada de potencia mínima teórica al compresor para la misma carga de calentamiento. *Respuestas: a*) 3.8°C, *b*) 0.0194 kg/s, *c*) 3.07 kW, 4.68, *d*) 0.238 kW

Sistemas de refrigeración innovadores

11-36C ¿Qué es la refrigeración en cascada? ¿Cuáles son las ventajas y desventajas de la refrigeración en cascada?

11-37C ¿Cómo se compara el COP de un sistema de refrigeración en cascada con el de un ciclo simple por compresión de vapor que opera entre los mismos límites de presión?

11-38C Cierta aplicación exige mantener el espacio refrigerado a −32°C. ¿Usted recomendaría un ciclo simple de refrigeración con refrigerante 134a, o un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas con otro refrigerante en el ciclo inferior? ¿Por qué?

11-39C Considere un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas y un ciclo de refrigeración por compresión de dos etapas con una cámara de evaporación instantánea. Ambos ciclos operan entre los mismos límites de presión y utilizan el mismo refrigerante. ¿Con cuál sistema estaría a favor? ¿Por qué?

11-40C ¿Acaso un sistema de refrigeración por compresión de vapor con un solo compresor podrá manejar varios evaporadores que operen a diferentes presiones? ¿Cómo sería factible?

11-41C Durante un proceso de licuefacción, ¿por qué los gases se comprimen a presiones muy elevadas?

11-42 Considere un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión de 0.8 y 0.14 MPa. Cada etapa opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con el refrigerante 134a como fluido de trabajo. El rechazo de calor del ciclo inferior al ciclo superior sucede a contraflujo en un intercambiador de calor adiabático, donde ambas corrientes entran a 0.4 MPa. Si el flujo másico

del refrigerante en el ciclo superior es de 0.24 kg/s, determine *a*) el flujo másico del refrigerante en el ciclo inferior; *b*) la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor y *c*) el coeficiente de desempeño de este refrigerador en cascada

Respuestas: a) 0.195 kg/s, *b*) 34.2 kW, 7.63 kW, *c*) 4.49

11-43 Repita el problema 11-42 para una presión del intercambiador de calor de 0.55 MPa.

11-44 Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas opera con refrigerante 134a entre los límites de presión de 1 y 0.14 MPa. El refrigerante sale del condensador como un líquido saturado y es estrangulado en dirección a una cámara de evaporación instantánea que opera a 0.5 MPa. El refrigerante sale del compresor de baja presión a 0.5 MPa y se envía a una cámara de evaporación instantánea. Después, el vapor en la cámara de evaporación instantánea se comprime hasta la presión del condensador mediante un compresor de alta presión, y el líquido se estrangula hasta la presión del evaporador. Suponiendo que el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y que ambos compresores son isentrópicos, determine *a*) la fracción del refrigerante que se evapora cuando se estrangula en dirección a la cámara de evaporación instantánea; *b*) la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado para un flujo másico de 0.25 kg/s a través del condensador y *c*) el coeficiente de desempeño.

11-45 Reconsidere el problema 11-44. Usando el software EES (u otro), investigue los efectos de diversos refrigerantes para eficiencias de compresor de 80, 90 y 100%. Compare el desempeño del sistema de refrigeración con diferentes refrigerantes.

11-46 Repita el problema 11-44 para una presión de la cámara de evaporación de 0.32 MPa.

11-47 Considere un sistema de refrigeración en cascada de dos fases que opera entre los límites de presión de 1.2 MPa y 200 kPa usando el refrigerante 134a como fluido de trabajo. El rechazo de calor ocurre del ciclo inferior al ciclo superior en un intercambiador de calor adiabático a contraflujo, donde la presión en los ciclos superior e inferior es 0.4 y 0.5 MPa, respectivamente. En ambos ciclos, el refrigerante sale del condensador como un líquido saturado, y entra como un vapor saturado; la eficiencia isentrópica del compresor es de 80%. Si el flujo másico del refrigerante a través del ciclo inferior es 0.15 kg/s, determine *a*) el flujo másico del refrigerante a través del ciclo superior, *b*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y *c*) el COP de este refrigerador.

Respuestas: a) 0.212 kg/s, *b*) 25.7 kW, *c*) 2.68

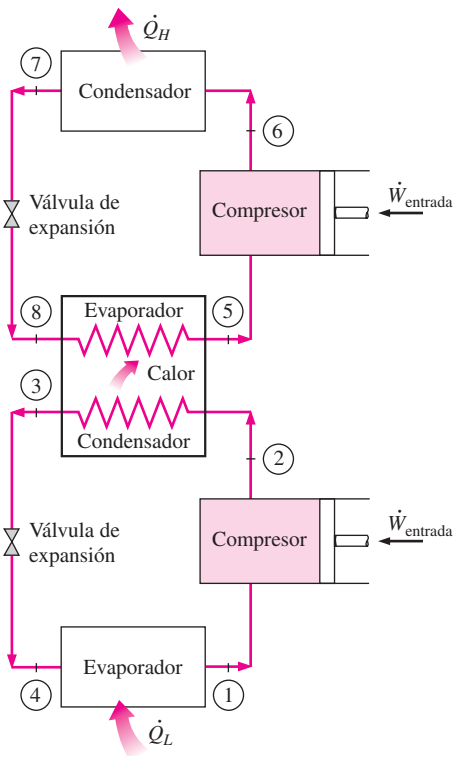


FIGURA P11-47

11-48 Considere un sistema de refrigeración en cascada de dos etapas que opera entre los límites de presión de 1.2 MPa y 200 kPa con el refrigerante 134a como fluido de trabajo. El refrigerante deja el condensador como un líquido saturado y se estrangula en una cámara de evaporación instantánea que opera a 0.45 MPa. La parte del refrigerante se evapora durante este proceso instantáneo, y este vapor se mezcla con el refrigerante que sale del compresor de baja presión. Después la mezcla se comprime a la presión del condensador por el compresor de alta presión. El líquido en la cámara de evaporación instantánea a la presión del evaporador es estrangulado y enfría el espacio refrigerado conforme se evapora en el evaporador. El flujo másico del refrigerante a través del compresor de baja presión es 0.15 kg/s. Suponiendo que el refrigerante sale del evaporador como un vapor saturado y la eficiencia isentrópica es de 80% para ambos compresores, determine *a*) el flujo másico del refrigerante a través del compresor de alta presión, *b*) la tasa de remoción de calor del espacio refrigerado y *c*) el COP de este refrigerador. También, determine *d*) la tasa de remoción de calor y el COP si este refrigerador funcionara en un ciclo de una sola etapa entre los mismos límites de presión, con la misma eficiencia del compresor y el mismo flujo másico que en el inciso *a*).

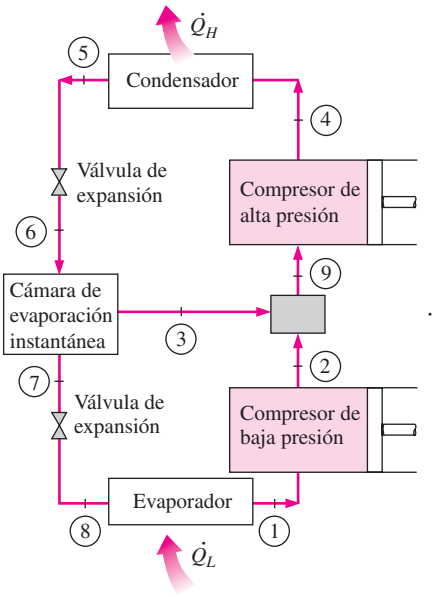


FIGURA P11-48

Ciclo de refrigeración de gas

11-49C ¿En qué difiere el ciclo ideal de refrigeración de gas del ciclo Brayton?

11-50C Idee un ciclo de refrigeración que trabaje en el ciclo invertido Stirling. También determine el COP para este ciclo.

11-51C ¿Cómo difiere el ciclo ideal de refrigeración de gas respecto del ciclo de refrigeración de Carnot?

11-52C ¿Cómo se modifica el ciclo ideal de refrigeración de gas en el enfriamiento de aviones?

11-53C En los ciclos de refrigeración de gas, ¿es posible sustituir la turbina por una válvula de expansión como en los ciclos de refrigeración por compresión de vapor? ¿Por qué?

11-54C ¿Cómo se consiguen temperaturas muy bajas con ciclos de refrigeración de gas?

11-55 Un ciclo ideal de refrigeración de gas que utiliza aire como fluido de trabajo mantiene un espacio refrigerado a −23°C, mientras rechaza calor hacia los alrededores a 27°C. Si la razón de presión del compresor es 3, determine *a*) las temperaturas máxima y mínima en el ciclo, *b*) el coeficiente de desempeño y *c*) la tasa de refrigeración para un flujo másico de 0.08 kg/s.

11-56 Al compresor de un ciclo ideal de refrigeración de gas entra aire a 12°C y 50 kPa, y a la turbina entra a 47°C y 250 kPa. El flujo másico del aire en el ciclo es 0.08 kg/s. Suponga calores específicos variables para el aire y determine *a*) la tasa de refrigeración, *b*) la entrada neta de potencia y *c*) el coeficiente de desempeño. *Respuestas: a*) 6.67 kW, *b*) 3.88 kW, *c*) 1.72

11-57 Reconsidere el problema 11-56. Usando el software EES (u otro), estudie los efectos que tienen las eficiencias isentrópicas del compresor y la turbina sobre: la tasa de refrigeración, la entrada de potencia neta y el COP, conforme varían desde 70 hasta un 100%. Grafique el diagrama *T-s* del ciclo para el caso isentrópico.

11-58E Al compresor de un ciclo ideal de refrigeración de gas entra aire a 40°F y 10 psia, y a la turbina entra a 120°F y 30 psia. El flujo másico del aire en el ciclo es 0.5 lbm/s. Determine *a*) la tasa de refrigeración, *b*) la entrada de potencia neta y *c*) el coeficiente de desempeño.

11-59 Repita el problema 11-56 para una eficiencia de un compresor isentrópico de 80% y una eficiencia isentrópica de la turbina de 85 por ciento.

11-60 Un ciclo de refrigeración de gas con una razón de presión de 3 utiliza helio como fluido de trabajo. La temperatura del helio es de −10°C al entrar al compresor, y de 50°C al entrar a la turbina. Suponiendo eficiencias adiabáticas de 80% tanto para la turbina como para el compresor, determine *a*) la temperatura mínima en el ciclo, *b*) el coeficiente de desempeño y *c*) el flujo másico del helio para una capacidad de refrigeración de 18 kW.

11-61 Un sistema de refrigeración de gas que utiliza aire como fluido de trabajo tiene una razón de presión de 4. El aire entra al compresor a −7°C. El aire de presión alta se enfría a 27°C y rechaza calor hacia los alrededores. Se enfría aún más, hasta −15°C, por medio de enfriamiento regenerativo antes de entrar a la turbina. Suponga que la turbina al igual que el compresor van a ser isentrópicos y que utilizan calores específicos constantes a temperatura ambiente. Determine *a*) la temperatura más baja que puede obtenerse mediante este ciclo, *b*) el coeficiente de desempeño del ciclo y *c*) el flujo másico del aire para una capacidad de refrigeración de 12 kW. *Respuestas: a*) −99.4°C, *b*) 1.12, *c*) 0.237 kg/s

11-62 Repita el problema 11-61, pero suponga eficiencias isentrópicas de 75% para el compresor y de 80% para la turbina.

11-63 Un sistema de refrigeración de gas que utiliza aire como fluido de trabajo, mantiene una razón de presión de 5. El aire entra al compresor a 0°C. El aire de alta presión se enfría a 35°C liberando calor a los alrededores. El refrigerante sale de la turbina a −80°C y después absorbe el calor del espacio refrigerado antes de entrar en el regenerador. El flujo másico del aire es 0.4 kg/s. Suponiendo eficiencias isentrópicas de 80% para el compresor y de 85% para la turbina y aplicando calores específicos constantes a la temperatura ambiente, determine *a*) la efectividad del regenerador, *b*) la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y *c*) el COP del ciclo. También, determine *d*) la carga de refrigeración y el COP si este sistema operase en un ciclo de refrigeración de gas simple. Utilice la misma temperatura de entrada del compresor que la que se dio, la misma temperatura de entrada de la turbina calculada, y el mismo compresor y eficiencias de la turbina.

Respuestas: a) 0.434, *b*) 21.4 kW, *c*) 0.478, *d*) 24.7 kW, 0.599

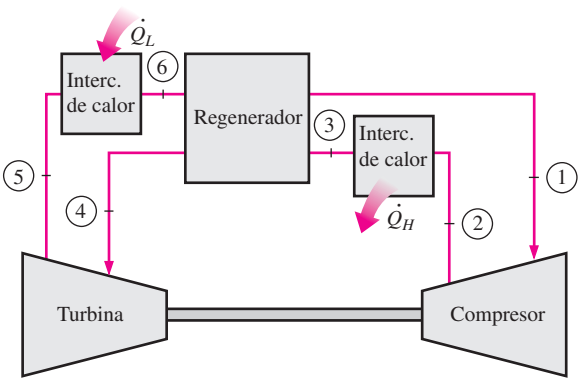


FIGURA P11-63

Sistemas de refrigeración por absorción

11-64C ¿Qué es la refrigeración por absorción? ¿En qué difiere un sistema de refrigeración por absorción de un sistema de refrigeración por compresión de vapor?

11-65C ¿Cuáles son las ventajas y desventajas de la refrigeración por absorción?

11-66C ¿Puede utilizarse el agua como refrigerante en aplicaciones de acondicionamiento de aire? Explique.

11-67C En ciclos de refrigeración por absorción, ¿por qué se enfría el fluido en el absorbedor y se calienta en el generador?

11-68C ¿Cómo se define el coeficiente de desempeño de un sistema de refrigeración por absorción?

11-69C ¿Cuáles son las funciones del rectificador y del regenerador en un sistema de refrigeración por absorción?

11-70 Se afirma que un sistema de refrigeración por absorción que recibe calor de una fuente a 130°C y mantiene el espacio refrigerado a −5°C tiene un COP de 2. Si la temperatura ambiente es de 27°C, ¿es válida esta afirmación? Justifique su respuesta.

11-71 Un sistema de refrigeración por absorción recibe calor de una fuente a 120°C y mantiene el espacio refrigerado a 0°C. Si la temperatura ambiente es de 25°C, ¿cuál es el máximo COP que puede tener este sistema de refrigeración por absorción?

11-72 A un sistema de refrigeración por absorción se le suministra calor de un pozo geotérmico a 130°C con una tasa de 5×10^5 kJ/h. La temperatura ambiente es de 25°C y el espacio refrigerado se mantiene a −30°C. Determine la tasa máxima a la que este sistema puede extraer calor del espacio refrigerado.

Respuesta: 5.75×10^5 kJ/h

11-73E A un sistema de refrigeración por absorción se le suministra calor de un pozo geotérmico a 250°F, a una tasa de 10^5 Btu/h. La temperatura ambiente es de 80°F y el espacio refrigerado se mantiene a 0°F. Si el COP del sistema es 0.55, determine la tasa a la cual este sistema puede extraer calor del espacio refrigerado.

11-74 Un refrigerador de absorción reversible contiene una máquina térmica reversible y un refrigerador reversible. El sistema elimina calor de un espacio refrigerado a −10°C a una tasa de 22 kW. El refrigerador opera en un ambiente a 25°C. Si el calor es suministrado por el ciclo condensando el vapor saturado a 200°C, determine *a*) la tasa a la cual el vapor se condensa y *b*) la entrada de potencia al refrigerador reversible. *c*) Si el COP de un enfriador por absorción real a los mismos límites de temperatura tiene COP de 0.7, determine la eficiencia de segunda ley de este enfriador.

Respuestas: a) 0.00408 kg/s, *b)* 2.93 kW, *c)* 0.252

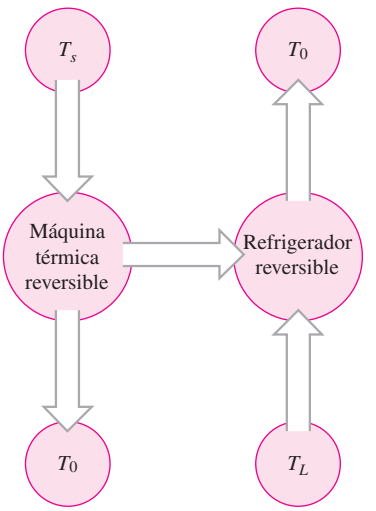


FIGURA P11-74

Tema especial: generación de potencia termoeléctrica y sistemas de refrigeración

11-75C ¿Qué es un circuito termoeléctrico?

11-76C Describa los efectos Seebeck y de Peltier.

11-77C Considere un círculo de alambre de cobre que se forma al conectar los dos extremos del alambre. Después, el punto de conexión se calienta mediante una vela encendida. ¿Es factible esperar que alguna corriente fluya por el alambre?

11-78C Con un alambre de hierro y constantán se forma un circuito cerrado conectando los extremos. Posteriormente, ambas uniones se calientan y se mantienen a la misma temperatura. ¿Espera que alguna corriente fluya por este circuito?

11-79C Con un alambre de cobre y constantán se forma un circuito cerrado conectando los extremos. Después, una unión se calienta mediante una vela encendida mientras que la otra se mantiene a temperatura ambiente. ¿Espera que alguna corriente circule por este circuito?

11-80C ¿De qué manera trabaja un termopar como dispositivo de medición de temperatura?

11-81C ¿Por qué los materiales semiconductores son preferibles a los metales en los refrigeradores termoeléctricos?

11-82C ¿Acaso la eficiencia de un generador termoeléctrico está limitada por la eficiencia de Carnot? ¿Por qué?

11-83E Un generador termoeléctrico recibe calor de una fuente a 340°F y libera calor residual hacia el ambiente a 90°F. ¿Cuál es la eficiencia máxima que este generador termoeléctrico puede tener? *Respuesta:* 31.3 por ciento

11-84 Un refrigerador termoeléctrico extrae calor de un espacio refrigerado a −5°C y a una tasa de 130 W, y lo desecha al ambiente a 20°C. Determine el máximo coeficiente de desempeño que puede tener este refrigerador termoeléctrico y la mínima entrada de potencia requerida.
Respuestas: 10.72, 12.1 W

11-85 Un enfriador termoeléctrico tiene un COP de 0.15 y extrae calor de un espacio refrigerado a una tasa de 180 W. Determine la entrada de potencia requerida para el enfriador termoeléctrico, en W.

11-86E Un enfriador termoeléctrico tiene un COP de 0.15 y extrae calor de un espacio refrigerado a una tasa de 20 Btu/min. Determine la entrada de potencia requerida para el enfriador termoeléctrico, en hp.

11-87 Un refrigerador termoeléctrico es accionado mediante una batería de automóvil de 12 V que entrega 3 A de corriente cuando está en operación. El refrigerador es similar a una pequeña hielera y se utiliza para enfriar nuevas bebidas enlatadas, de 0.350 L cada una, de 25°C a 3°C en 12 h. Determine el COP promedio de este refrigerador.

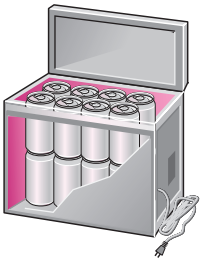


FIGURA P11-87

11-88E Los enfriadores termoeléctricos que se conectan al encendedor de cigarrillos de un automóvil se encuentran con facilidad. Uno de tales enfriadores enfría una bebida de 12 oz (0.771 lbm) desde 78°F hasta 38°F, o calienta una taza de café desde 75°F hasta 130°F en aproximadamente 15 min en un porta-tazas bien aislado. Suponiendo un COP promedio de 0.2 en el modo de enfriamiento, determine *a*) la tasa promedio de extracción de calor de la bebida, *b*) la tasa promedio de suministro de calor al café y *c*) la potencia eléctrica tomada de la batería del automóvil, todo en W.

11-89 Se propone echar a andar un generador termoeléctrico en conjunción con un panel solar que pueda suministrar calor a una tasa de 10^6 kJ/h a 80°C. El calor residual será expulsado al ambiente a 30°C. ¿Cuál es la potencia máxima que puede producir este generador termoeléctrico?

Problemas de repaso

11-90 Considere un ciclo de refrigeración de Carnot de flujo estable que utiliza refrigerante 134a como el fluido de trabajo. Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo son 30 y −20°C, respectivamente. Al principio del proceso de absorción de calor, la calidad del refrigerante es de 0.15, y al final es de 0.80. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* relativo a las líneas de saturación y determine *a*) el coeficiente de desempeño, *b*) las presiones del condensador y el evaporador y *c*) la entrada neta de trabajo.

11-91 Una gran central de refrigeración se va a mantener a −15°C y requiere refrigeración a una tasa de 100 kW. El condensador de la central va a enfriarse por medio de agua líquida, la cual experimenta un aumento de temperatura de 8°C cuando fluye sobre los serpentines del condensador. Suponga que la central opera en el ciclo ideal por compresión de vapor usando refrigerante 134a entre los límites de presión de 120 y 700 kPa, y determine *a*) el flujo másico del refrigerante, *b*) la entrada de potencia al compresor y *c*) el flujo másico del agua de enfriamiento.

11-92 Reconsidere el problema 11-91. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la presión del evaporador sobre el COP y la entrada de potencia. Haga que la presión del evaporador varíe desde 120 kPa hasta 380 kPa. Grafique el COP y la entrada de potencia como funciones de la presión del evaporador y comente los resultados.

11-93 Repita el problema 11-91, pero suponga que el compresor tiene una eficiencia isentrópica de 75%. También determine la tasa de destrucción de exergía asociada con el proceso de compresión en este caso. Considere $T_0 = 25°C$.

11-94 Una bomba de calor que opera en el ciclo ideal por compresión de vapor con refrigerante 134a se utiliza para calentar una casa. El flujo másico del refrigerante es 0.32 kg/s. Las presiones del condensador y del evaporador son 900 y 200 kPa, respectivamente. Muestre el ciclo en un diagrama *T-s* respecto de las líneas de saturación y determine *a*) la tasa de suministro de calor a la casa, *b*) el flujo volumétrico del refrigerante a la entrada del compresor y *c*) el COP de esta bomba de calor.

11-95 Obtenga una relación para el COP del sistema de refrigeración de dos etapas con una cámara de evaporación instantánea que se muestra en la figura 11-12, en términos de entalpías y la calidad en el estado 6. Considere una masa unitaria en el condensador.

11-96 Considere un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas que opera entre los límites de presión de 0.8 y 0.14 MPa. El fluido de trabajo es el refrigerante 134a. Éste sale del condensador como un líquido saturado y se estran-

gula en dirección a la cámara de evaporación instantánea que opera a 0.4 MPa. Parte del refrigerante se evapora durante este proceso de vaporización, y esto se mezcla con el refrigerante y sale del compresor de baja presión. Después, la mezcla se comprime hasta la presión del condensador con el compresor de alta presión. El líquido en la cámara de evaporación instantánea se estrangula hasta la presión del evaporador y enfría el espacio refrigerado cuando se vaporiza en el evaporador. Suponga que el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y que ambos compresores son isentrópicos. Determine *a*) la fracción del refrigerante que se evapora cuando se estrangula al dirigirse a la cámara de evaporación instantánea, *b*) la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado y el trabajo del compresor por unidad de masa de refrigerante que fluye por el condensador y *c*) el coeficiente de desempeño.

Respuestas: a) 0.165, *b*) 146.4 kJ/kg, 32.6 kJ/kg, *c*) 4.49

11-97 Un avión sobre el suelo será enfriado mediante un ciclo de refrigeración de gas que opera con aire en un ciclo abierto. El aire entra al compresor a 30°C y 100 kPa, y se comprime hasta 250 kPa. El aire se enfría a 70°C antes de entrar a la turbina. Suponiendo que tanto la turbina como el compresor son isentrópicos, determine la temperatura del aire que sale de la turbina y entra a la cabina.

Respuesta: −9°C

11-98 Considere un ciclo de refrigeración de gas regenerativo que utiliza helio como fluido de trabajo. El helio entra al compresor a 100 kPa y −10°C, y se comprime a 300 kPa. El helio se enfría luego a 20°C con agua. Después entra al regenerador donde se enfría aún más antes de ingresar a la turbina. El helio sale del espacio refrigerado a −25°C y entra al regenerador. Suponiendo que tanto la turbina como el compresor son isentrópicos, determine *a*) la temperatura del helio a la entrada de la turbina, *b*) el coeficiente de desempeño del ciclo y *c*) la entrada neta de potencia requerida para un flujo másico de 0.45 kg/s.

11-99 Un sistema de refrigeración por absorción va a extraer calor del espacio refrigerado a −10°C a una tasa de 12 kW mientras opera en un ambiente a 25°C. El calor va a ser suministrado de un estanque solar a 85°C. ¿Cuál es la tasa mínima de suministro de calor requerida?

Respuesta: 9.53 kW

11-100 Reconsidere el problema 11-99. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura de la fuente sobre la tasa mínima de suministro de calor. Haga que la temperatura de la fuente varíe desde 50°C hasta 250°C. Grafique la tasa mínima de suministro de calor como función de la temperatura de la fuente y comente los resultados.

11-101 Una casa típica de 200 m^2 se enfría adecuadamente por medio de un acondicionador de aire de 3.5 toneladas cuyo COP es 4.0. Determine la tasa de ganancia de calor de la casa cuando el acondicionador de aire está operando de manera continua para mantener una temperatura constante en la casa.

11-102 Los cuartos con superficie de piso de hasta 15 m^2 se enfrían adecuadamente por medio de acondicionadores de aire tipo ventana cuya capacidad de enfriamiento es de 5 000 Btu/h. Suponiendo que el COP del acondicionador de aire es de 3.5, determine la tasa de ganancia de calor del cuarto, en Btu/h, cuando el acondicionador de aire está operando de manera continua para mantener una temperatura constante en la habitación.

11-103 Un sistema de refrigeración de gas que usa aire como fluido de trabajo tiene una relación de presión de 5. El aire entra en el compresor a 0°C. El aire de alta presión es enfriado a 35°C desechando calor a los alrededores. El refrigerante sale de la turbina a −80°C y entra en el espacio refrigerado donde absorbe calor antes de entrar en el regenerador. El flujo másico de aire es 0.4 kg/s. Suponiendo eficiencias isentrópicas de 80% para el compresor y de 85% para la turbina y usando calores específicos variables, determine *a*) la efectividad del regenerador, *b*) la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y *c*) el COP del ciclo. También, determine *d*) la carga de refrigeración y el COP si este sistema operara en el ciclo simple de refrigeración de gas. Utilice la misma temperatura de entrada al compresor que se dio antes, la misma temperatura de entrada de turbina calculada, y las mismas eficiencias del compresor y de la turbina.

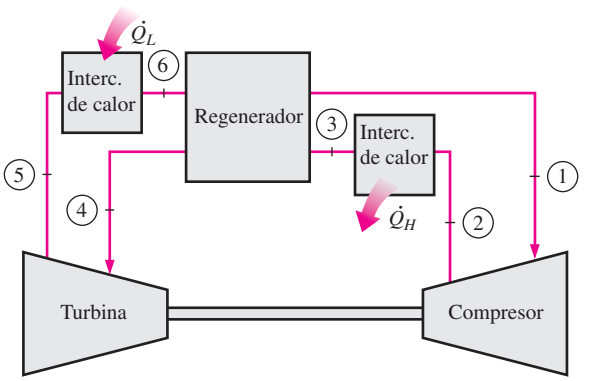


FIGURA P11-103

11-104 Un acondicionador de aire con el refrigerante 134a como fluido de trabajo se usa para mantener un cuarto a 26°C desechando el calor residual al aire exterior a 34°C. El cuarto está ganando calor a través de las paredes y las ventanas a una tasa de 250 kJ/min, mientras el calor generado por la computadora, la televisión, y las luces acumula hasta 900 W. Una cantidad desconocida de calor también es generada por las personas en el cuarto. El condensador y las presiones del evaporador son 1 200 y 500 kPa, respectivamente. El refrigerante es un líquido saturado a la salida del condensador, y es vapor saturado a la entrada del compresor. Si el refrigerante entra en éste a una tasa de 100 L/min y la eficiencia isentrópica del compresor es de 75%, determine *a*) la temperatura del refrige-

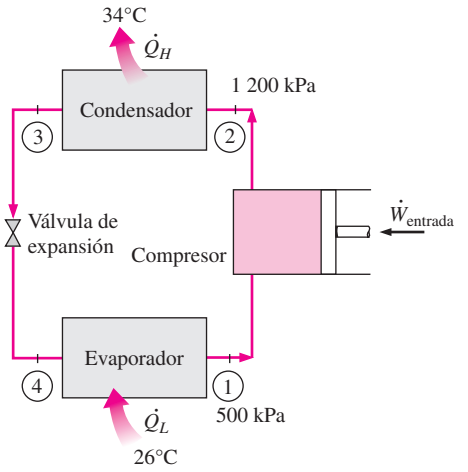


FIGURA P11-104

rante a la salida del compresor, *b*) la proporción de generación de calor por las personas en el cuarto, *c*) el COP del acondicionador de aire, y *d*) el flujo volumétrico mínimo del refrigerante a la entrada del compresor para las mismas condiciones de entrada y salida del compresor.

Respuestas: a) 54.5°C, *b*) 670 W, *c*) 5.87, *d*) 15.7 L/min

11-105 Una bomba de calor para calentar agua (BCCA) calienta agua al absorber el calor del aire en el ambiente y lo transfiere al agua. La bomba de calor tiene un COP de 2.2 y consume 2 kW de electricidad cuando funciona. Determine si esta bomba de calor puede ser usada para resolver las necesidades de enfriamiento de una habitación sin costo al absorber el calor del aire en el cuarto. La tasa de calor ganada en un cuarto es menor a 5 000 kJ/h.

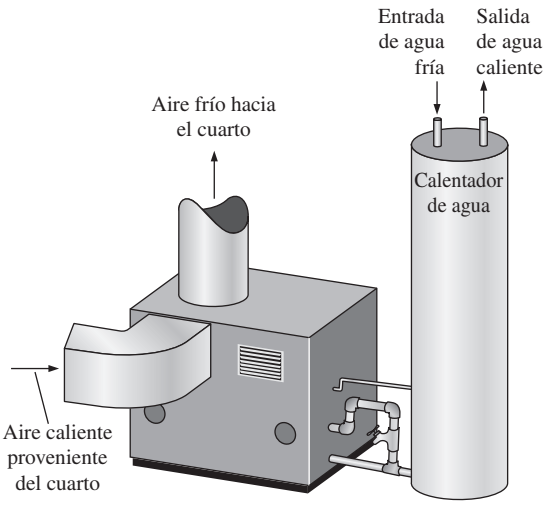

Entrada de agua fría
Salida de agua caliente
Aire frío hacia el cuarto
Calentador de agua
Aire caliente proveniente del cuarto

FIGURA P11-105

11-106 El tubo vórtice (también conocido como tubo Ranque o Hirsch) es un dispositivo que produce un efecto de refrigeración al expandir gas presurizado como el aire en un tubo (en lugar de una turbina, como en el ciclo invertido Brayton). Fue inventado y patentado por Ranque en 1931 y mejorado por Hirsch en 1945, y comercialmente está disponible en varios tamaños.

El tubo vórtice es simplemente un tubo circular recto equipado con una boquilla, como se muestra en la figura. El gas comprimido a temperatura T_1 y presión P_1 es acelerado en la boquilla mediante su expansión a presión casi atmosférica y se introduce tangencialmente dentro del tubo a velocidad muy alta (generalmente supersónica) para producir un movimiento rotatorio (vórtice) dentro del tubo. Al gas en rotación se le permite salir a través del tubo completo que se extiende hacia la derecha, y el flujo másico se controla por medio de una válvula ubicada aproximadamente 30 diámetros corriente abajo. Se deja escapar hacia la izquierda una pequeña cantidad de aire en la región central, a través de una pequeña hendidura en el centro. Se observa que el gas de la región central y que escapa a través de la abertura central es frío, mientras que el gas de la región periférica y que escapa a través del tubo completo es caliente. Si la temperatura y el flujo másico de la corriente fría son T_c y $\dot{m}_c$, respectivamente, la tasa de refrigeración en el tubo vórtice se expresa como

$$\dot{Q}_{\text{refrig,tubo vórtice}} = \dot{m}_c(h_1 - h_c) = \dot{m}_c c_p(T_1 - T_c)$$

donde c_p es el calor específico del gas y $T_1 - T_c$ es la caída de temperatura del gas en el tubo vórtice (el efecto de enfriamiento). Descensos de temperaturas tan altas como 60°C (o 108°F) se obtienen a proporciones de presión elevadas, de casi 10. El coeficiente de desempeño de un tubo vórtice se define como la razón de la tasa de refrigeración dada con anterioridad dividida entre la potencia usada para comprimir el gas. Esto varía de casi 0.1 hasta 0.15, lo cual queda muy por debajo de los COP de los refrigeradores de compresión de vapor ordinarios.

Este interesante fenómeno se explica del modo siguiente: la fuerza centrífuga crea un gradiente de presión radial en el vórtice, y en consecuencia, el gas en la periferia es presurizado y calentado por el gas en la región central, que se enfría como resultado. Además, la energía es transferida desde las capas interiores hacia las exteriores conforme las capas externas frenan a las capas interiores debido a la viscosidad del fluido que tiende a producir un vórtice sólido. Ambos efectos ocasionan que decline la energía y, por ende, la temperatura del gas en la región central. La conservación de energía requiere que la energía del fluido en las capas exteriores aumente en una cantidad equivalente.

El tubo vórtice no tiene partes móviles y por ello es inherentemente confiable y duradero. La fácil disponibilidad de aire comprimido a presiones de hasta 10 atm en la mayoría de las instalaciones industriales, hace particularmente atractivo al tubo vórtice en tales escenarios. A pesar de su baja eficiencia, el tubo vórtice ha encontrado aplicación en operaciones industriales de enfriamiento puntual a pequeña escala, como para enfriar partes soldadas o componentes electrónicos críticos,

enfriar agua potable, así como los uniformes o ropas de los trabajadores en ambientes calurosos.

Considere un tubo vórtice que recibe aire comprimido a 500 kPa y 300 K y que suministra 25% de éste como aire frío a 100 kPa y 278 K. El aire ambiental está a 300 K y 100 kPa, y el compresor tiene una eficiencia isentrópica de 80%. El aire sufre una caída de presión de 35 kPa en el postenfriador, y el aire comprimido se alínea entre el compresor y el tubo vórtice.

a) Sin realizar cálculo alguno, explique cómo se compararía el COP del tubo vórtice con el COP de un sistema de refrigeración real basado en el ciclo invertido Brayton para la misma relación de presión. Asimismo, compare las temperaturas mínimas que pueden obtenerse por ambos sistemas para la misma temperatura y presión de entrada.

b) Suponiendo que el tubo vórtice es adiabático y utiliza calores específicos a temperatura ambiente, determine la temperatura de salida de la corriente de fluido caliente.

c) Demuestre con cálculos exactos que este proceso no viola la segunda ley de la termodinámica.

d) Determine el coeficiente de desempeño de este sistema de refrigeración y compárelo con el COP de un refrigerador de Carnot.

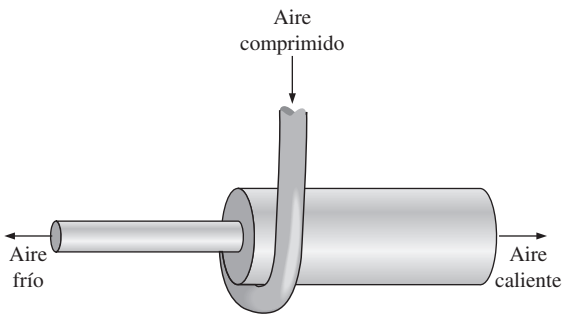


FIGURA P11-106

11-107 Repita el problema 11-106 suponiendo una presión de 600 kPa en la válvula de admisión del tubo vórtice.

11-108 Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la presión del evaporador sobre el COP de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo. Suponga que la presión del condensador se mantiene constante a 1 MPa mientras la presión del evaporador cambia de 100 a 500 kPa. Grafique el COP del ciclo de refrigeración contra la presión del evaporador y comente los resultados.

11-109 Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la presión del condensador sobre el COP de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante 134a como fluido de trabajo. Suponga que la presión del evaporador se mantiene constante a 120 kPa mientras la presión del condensador varía de 400 a 1 400 kPa. Grafique el COP del ciclo de refrigeración contra la presión del condensador y comente los resultados.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FI)

11-110 Considere una bomba de calor que opera en el ciclo invertido de Carnot con el R-134a como fluido de trabajo, ejecutado bajo el domo de saturación entre los límites de presión de 140 y 800 kPa. El refrigerante cambia de vapor saturado a líquido saturado durante el proceso de rechazo de calor. La entrada de trabajo neto para este ciclo es

a) 28 kJ/kg *b*) 34 kJ/kg *c*) 49 kJ/kg
d) 144 kJ/kg *e*) 275 kJ/kg

11-111 Un refrigerador remueve calor de un espacio refrigerado a −5°C con una tasa de 0.35 kJ/s, y lo libera al ambiente a 20°C. La mínima entrada de potencia requerida es

a) 30 W *b*) 33 W *c*) 56 W
d) 124 W *e*) 350 W

11-112 Un refrigerador opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con el R-134a como fluido de trabajo, entre los límites de presión de 120 y 800 kPa. Si la tasa de rechazo de calor del espacio refrigerado es de 32 kJ/s, el flujo másico del refrigerante es

a) 0.19 kg/s *b*) 0.15 kg/s *c*) 0.23 kg/s
d) 0.28 kg/s *e*) 0.81 kg/s

11-113 Una bomba de calor opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con el R-134a como fluido de trabajo, entre los límites de presión de 0.32 y 1.2 MPa. Si suponemos que el flujo másico del refrigerante es 0.193 kg/s, la tasa de suministro de calor de la bomba de calor al espacio calentado será

a) 3.3 kW *b*) 23 kW *c*) 26 kW
d) 31 kW *e*) 45 kW

11-114 Un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor que usa el R-134a como fluido de trabajo, opera entre los límites de presión de 120 y 1 000 kPa. La fracción de masa del refrigerante que está en la fase líquida en la entrada del evaporador es

a) 0.65 *b*) 0.60 *c*) 0.40
d) 0.55 *e*) 0.35

11-115 Considere una bomba de calor que opera en el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, con el R-134a como fluido de trabajo, entre los límites de presión de 0.32 y 1.2 MPa. El coeficiente de desempeño de esta bomba de calor es

a) 0.17 *b*) 1.2 *c*) 3.1
d) 4.9 *e*) 5.9

11-116 Un ciclo ideal de refrigeración de gas que usa aire como fluido de trabajo, opera entre los límites de presión de 80 y 280 kPa. El aire se enfría a 35°C antes de entrar a la turbina. La temperatura más baja de este ciclo será

a) −58°C *b*) −26°C *c*) 5°C
d) 11°C *e*) 24°C

11-117 Considere un ciclo ideal de refrigeración de gas que utiliza helio como fluido de trabajo. El helio entra al compresor a 100 kPa y −10°C, y es comprimido a 250 kPa. Entonces

el helio es enfriado a 20°C antes de entrar a la turbina. Para un flujo másico de 0.2 kg/s, la entrada de potencia neta que se requiere es de

a) 9.3 kW *b*) 27.6 kW *c*) 48.8 kW
d) 93.5 kW *e*) 119 kW

11-118 Un sistema de acondicionamiento de aire por absorción eliminará calor del espacio acondicionado a 20°C a una tasa de 150 kJ/s mientras opera en un ambiente a 35°C. El calor es suministrado por una fuente geotérmica a 140°C. La tasa mínima de suministro de calor es

a) 86 kJ/s *b*) 21 kJ/s *c*) 30 kJ/s
d) 61 kJ/s *e*) 150 kJ/s

11-119 Considere un refrigerador que opera en un ciclo de refrigeración de vapor por compresión de gas, con el R-134a como fluido de trabajo. El refrigerante entra al compresor como vapor saturado a 160 kPa, y sale a 800 kPa y 50°C, abandonando el condensador como líquido saturado a 800 kPa. El coeficiente de desempeño de este refrigerador es

a) 2.6 *b*) 1.0 *c*) 4.2
d) 3.2 *e*) 4.4

Problemas de diseño y ensayo

11-120 Diseñe un sistema de refrigeración por compresión de vapor que mantenga el espacio refrigerado a −15°C mientras opera en un ambiente a 20°C utilizando refrigerante 134a como fluido de trabajo.

11-121 Escriba un ensayo acerca de bombas de calor que utilizan el aire, el agua y el suelo como fuentes de calor. Analice las ventajas y desventajas de cada sistema. Para cada uno, identifique las condiciones bajo las cuales ese sistema es preferible sobre los otros dos. ¿En qué situaciones no recomendaría un sistema de calefacción de bomba de calor?

11-122 Considere una central eléctrica solar de estanque que opera en un ciclo Rankine cerrado. Utilice el refrigerante 134a como fluido de trabajo, y especifique las temperaturas y presiones de operación en el ciclo. Estime el flujo másico requerido del refrigerante 134a para una salida neta de potencia de 50 kW. Estime también el área de la superficie del estanque para este nivel de producción de potencia continua. Suponga que la energía solar incide sobre el estanque a una tasa de 500 W por m^2 de área del estanque a la hora del cenit, y que el estanque es capaz de almacenar 15% de la energía solar incidente en la zona de almacenamiento.

11-123 Diseñe un refrigerador termoeléctrico que sea capaz de enfriar una bebida enlatada en un automóvil. El refrigerador va a ser accionado por el encendedor de cigarrillos del auto. Dibuje un bosquejo de su diseño. Los componentes semiconductores para construir generadores de energía o refrigeradores termoeléctricos pueden conseguirse con varios fabricantes. Utilice datos de uno de estos fabricantes, determine cuántos de esos componentes necesita en su diseño, y estime el coeficiente de desempeño de su sistema. Un problema crítico en el diseño de refrigeradores termoeléctricos es el rechazo efectivo del calor residual. Analice cómo puede incrementar la tasa de rechazo de calor sin recurrir a ningún dispositivo con partes móviles como un ventilador.

11-124 La propuesta es utilizar un sistema termoeléctrico accionado por el Sol que se instalará en el techo para enfriar construcciones residenciales. El sistema se compone de un refrigerador termoeléctrico accionado por un generador termoeléctrico de potencia, cuya superficie superior es un colector solar. Estudie la factibilidad y el costo de un sistema de esas características, y determine si el sistema propuesto —instalado sobre uno de los lados del techo— puede cubrir una parte significativa de los requerimientos de enfriamiento de una casa común en su localidad.

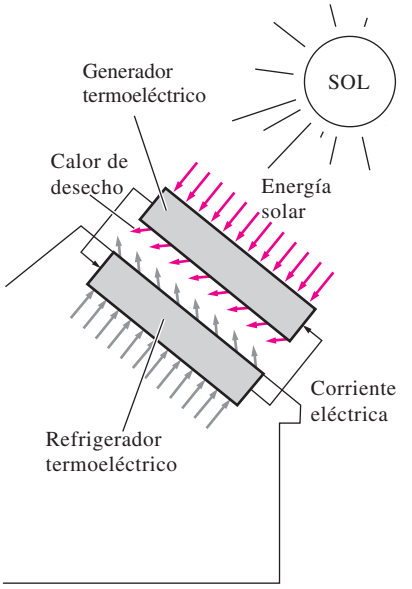


FIGURA P11-124

11-125 Un refrigerador que usa R-12 como fluido de trabajo conserva el espacio refrigerado a −15°C en un ambiente a 30°C. Se le pide rediseñar este refrigerador remplazando el R-12 con R-134a, que no afecta la capa de ozono. ¿Qué cambios en los niveles de presión sugeriría en el nuevo sistema? ¿Cómo piensa que el COP del nuevo sistema se compararía con el COP del sistema viejo?

11-126 Hacia 1800, antes del desarrollo del moderno acondicionamiento de aire, se propuso enfriar aire de los edificios con el siguiente procedimiento, el cual utilizaba un gran dispositivo de cilindro-émbolo ("John Gorrie: Pioneer of Cooling and Ice Making", *ASHRAE Journal*, vol. 33, núm. 1, enero, 1991):

1. Succionar una carga de aire exterior.
2. Comprimirlo hasta una presión alta.
3. Enfriar la carga de aire con aire exterior.
4. Expandirlo de nuevo hasta la presión atmosférica.
5. Descargar la carga de aire en el espacio a enfriar.

Suponga que el objetivo es enfriar una habitación de 6 m × 10 m × 2.5 m. El aire exterior está a 30°C y se ha determinado que 10 cambios de aire por hora, suministrados a la habitación a 10°C, brindarían el enfriamiento adecuado. Realice un

diseño preliminar del sistema y efectúe cálculos para determinar si sería factible. (Puede hacer suposiciones optimistas para el análisis.)

a) Esquematice el sistema mostrando cómo se activará y cómo se logrará el paso 3.

b) Determine la presión que será requerida (paso 2).

c) Estime (adivine) cuánto tardará el paso 3 y cuál será el tamaño del cilindro-émbolo que sería necesario para proporcionar los cambios de aire y temperatura requeridos.

d) Determine el trabajo requerido en el paso 2 para un ciclo y por hora.

e) Analice cualquier problema que detecte con el concepto o su diseño. (Incluya el análisis de cualquier cambio que pueda requerirse para compensar las suposiciones optimistas.)

11-127 Las celdas solares o fotovoltaicas (FV) convierten la luz solar en electricidad y comúnmente se usan para suministrar energía a calculadoras, satélites, sistemas de comunicación remota e incluso bombas. La conversión de luz en electricidad se denomina *efecto fotoeléctrico*. Fue descubierto en 1839 por el francés Edmond Becquerel, y el primer módulo FV (que consistía de varias celdas conectadas entre sí) fue construido en 1954 por los Laboratorios Bell. Los módulos FV de la actualidad tienen eficiencias de conversión aproximadas de 12 a 15%. En vista de que la energía solar incidente sobre una superficie normal en la Tierra a mediodía es cercana a los 1 000 W/m^2 durante un día claro, los módulos FV en una superficie de 1 m^2 pueden proporcionar hasta 150 W de electricidad. El promedio anual de energía solar diaria incidente sobre una superficie horizontal en Estados Unidos varía desde casi 2 hasta 6 kWh/m^2.

Una bomba activada con celdas FV se usará en Arizona para bombear agua para la vida salvaje desde una profundidad de 180 m a una tasa promedio de 400 L/día. Suponiendo una eficiencia razonable para el sistema de bombeo, la cual se puede definir como la razón del aumento en la energía potencial del agua a la energía eléctrica consumida por la bomba, y tomando en cuenta la eficiencia de conversión de las celdas FV como 0.13 en un cálculo conservador, determine en m^2 el tamaño del módulo FV que debe ser instalado.

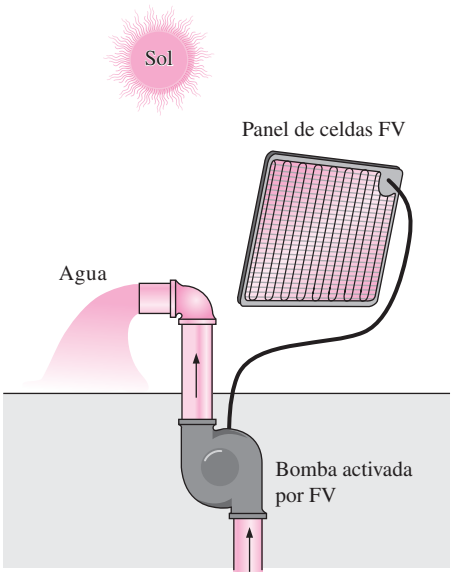


FIGURA P11-127

11-128 La temperatura en un automóvil estacionado bajo el Sol puede llegar hasta los 100°C cuando la temperatura del aire exterior es de sólo 25°C. Es deseable ventilar el automóvil estacionado para evitar tales temperaturas tan elevadas. Sin embargo, los ventiladores pueden "bajar" la batería si éstos reciben su energía a partir de esta última. Para evitar este problema, se propone emplear las celdas FV descritas anteriormente para energizar los ventiladores. Se determina que el aire en el automóvil debería ser remplazado cada minuto para evitar el aumento excesivo en la temperatura interior. Determine si es posible lograr esto mediante la instalación de celdas FV en parte del techo del carro. Además, averigüe si existe en la actualidad algún automóvil que sea ventilado de esta manera.

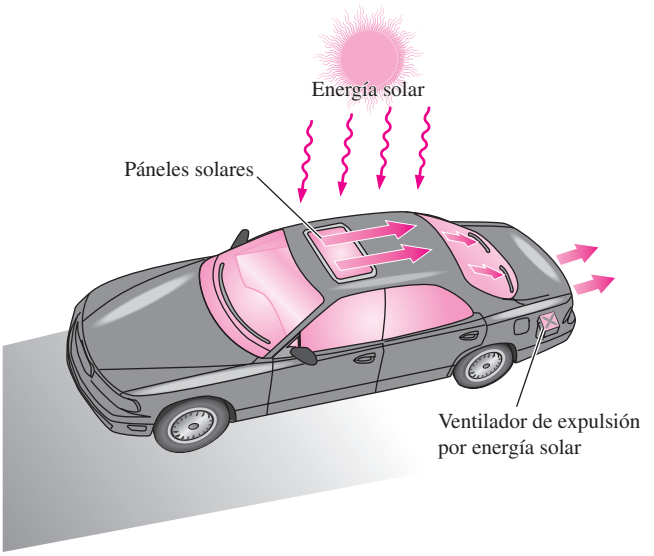


FIGURA P11-128

11-129 Una compañía posee un sistema de refrigeración cuya capacidad refrigerante es de 200 toneladas (1 ton de refrigeración = 211 kJ/min), y usted debe diseñar un sistema de enfriamiento por aire forzado para frutas cuyos diámetros no excedan los 7 cm bajo las siguientes condiciones: las frutas deberán ser enfriadas desde 28°C hasta una temperatura promedio de 8°C; la temperatura del aire deberá permanecer entre −2°C y hasta 10°C en todo momento, y la velocidad del aire que se acerque a las frutas debe permanecer por debajo de 2 m/s. La sección de enfriamiento puede tener hasta 3.5 m de ancho y 2 m de alto.

Suponiendo valores razonables para la densidad, el calor específico y la porosidad (la fracción de volumen de aire en una caja) de una fruta promedio, recomiende valores razonables para *a*) la velocidad del aire que se aproxima a la sección de enfriamiento, *b*) la capacidad del sistema para enfriar el producto, en kg · fruta/h y *c*) el flujo volumétrico del aire.

Capítulo 12

RELACIONES DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

En los capítulos anteriores se ha hecho uso extenso de las tablas de propiedades. Tendemos a dar por sentado las tablas de propiedades, pero sin ellas las leyes y los principios de la termodinámica son de poca utilidad para los ingenieros. En este capítulo enfocamos la atención en cómo se preparan las tablas de propiedades y cómo algunas propiedades desconocidas pueden determinarse a partir de datos disponibles limitados.

No será una sorpresa que propiedades como la temperatura, la presión, el volumen y la masa puedan medirse directamente. Otras propiedades como la densidad y el volumen específico se determinan de éstas mediante algunas relaciones simples. Sin embargo, propiedades como la energía interna, la entalpía y la entropía no son fáciles de determinar, debido a que no es posible medirlas directamente o relacionarlas con propiedades que se calculan fácilmente por medio de algunas relaciones simples. Por consiguiente, es esencial que desarrollemos algunas relaciones fundamentales entre propiedades termodinámicas comunes, y expresar las propiedades que no es factible medir de manera directa en términos de propiedades fáciles de medir.

Por la naturaleza del material, este capítulo utiliza de modo considerable las derivadas parciales. En consecuencia, inicia con un repaso de éstas. Luego se desarrollan las relaciones de Maxwell, que constituyen la base para muchas relaciones termodinámicas. Se prosigue con el análisis de la ecuación de Clapeyron, la cual permite determinar la entalpía de evaporación a partir de las medidas aisladas P, v y T, y se desarrollan las relaciones generales para c_v, c_p, du, dh y ds, que son válidas para todas las sustancias puras bajo cualquier tipo de condiciones. Después se analiza el coeficiente Joule-Thomson, una medida del cambio de la temperatura con la presión durante un proceso de estrangulamiento. Por último, se desarrolla un método para evaluar Δh, Δu y Δs de gases reales con el uso generalizado de diagramas de desviación de entalpía y de entropía.

Objetivos

En el capítulo 12, los objetivos son:

- Desarrollar las relaciones fundamentales entre las propiedades termodinámicas normalmente encontradas, y expresar las propiedades que no pueden medirse directamente en términos de propiedades fácilmente medibles.
- Desarrollar relaciones de Maxwell que representan la base de la mayoría de las relaciones termodinámicas.
- Desarrollar la ecuación de Clapeyron y determinar la entalpía de evaporación a partir de las mediciones aisladas de P, v y T.
- Desarrollar las relaciones generales para c_v, c_p, du, dh y ds que son válidas para todas las sustancias puras.
- Analizar el coeficiente Joule-Thomson.
- Desarrollar un método para evaluar el Δh, Δu y Δs de gases reales con el uso de diagramas generalizados de desviación de entalpía y de entropía.

12-1 ▪ UN POCO DE MATEMÁTICAS: DERIVADAS PARCIALES Y RELACIONES ASOCIADAS

Muchas de las expresiones desarrolladas en este capítulo se basan en el postulado de estado, mismo que indica que el estado de una sustancia simple y compresible se especifica por completo mediante cualquiera de las dos propiedades intensivas independientes. Todas las demás propiedades en ese estado pueden expresarse en términos de esas dos propiedades. En términos matemáticos,

$$z = z(x, y)$$

donde x y y son las dos propiedades independientes que fijan el estado, y z representa cualquier otra propiedad. La mayor parte de las relaciones termodinámicas básicas incluyen diferenciales. Por consiguiente, este capítulo empieza con el repaso de las derivadas y algunas relaciones entre ellas, hasta donde sea necesario.

Considere una función f que depende de una sola variable x, es decir, $f = f(x)$. La figura 12-1 muestra una función que empieza plana pero que se vuelve mas inclinada a medida que x aumenta. La inclinación de la curva en un punto es una medida del grado de dependencia de f en x. En este caso, la función f depende de x más para valores de x mayores. La inclinación de una curva en un punto se mide por medio de la pendiente de una línea tangente a la curva en ese punto, y es equivalente a la **derivada** de la función en dicho punto definida como

$$\frac{df}{dx} = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{\Delta f}{\Delta x} = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{f(x + \Delta x) - f(x)}{\Delta x} \qquad (12\text{-}1)$$

Por lo tanto, *la derivada de una función f(x) respecto de x representa la relación de cambio de f con x.*

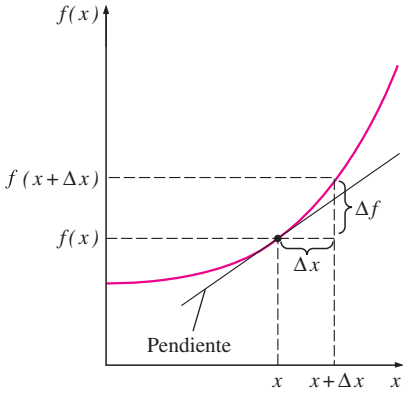


FIGURA 12-1
La derivada de una función en un punto específico representa la pendiente de la función en ese punto.

EJEMPLO 12-1 **Aproximación de cantidades diferenciales por medio de diferencias**

El c_p de gases ideales depende sólo de la temperatura y se expresa como $c_p(T) = dh(T)/dT$. Determine el c_p del aire a 300 K con los datos de entalpía de la tabla A-17 y compare el resultado con el valor indicado en la tabla A-2*b*.

Solución Se determinará el valor de c_p del aire a una temperatura especificada utilizando los datos de la entalpía.

Análisis El valor c_p del aire a 300 K se indica en la tabla A-2*b*, siendo 1.005 kJ/kg · K. Este valor también podría determinarse diferenciando la función $h(T)$ respecto de T y se evalúa el resultado a $T = 300$ K. Sin embargo, no se dispone de la función $h(T)$. Pero aún se puede determinar el valor aproximado de c_p al reemplazar las diferenciales en la relación $c_p(T)$ por las diferencias en la vecindad del punto especificado (Fig. 12-2):

$$c_p(300\ \text{K}) = \left[\frac{dh(T)}{dT}\right]_{T\,=\,300\ \text{K}} \cong \left[\frac{\Delta h(T)}{\Delta T}\right]_{T\,\cong\,300\ \text{K}} = \frac{h(305\ \text{K}) - h(295\ \text{K})}{(305 - 295)\ \text{K}}$$

$$= \frac{(305.22 - 295.17)\ \text{kJ/kg}}{(305 - 295)\ \text{K}} = \mathbf{1.005\ kJ/kg \cdot K}$$

Discusión Observe que c_p es idéntico al valor indicado en la lista. Por lo tanto, las cantidades diferenciales pueden verse como diferencias. Incluso pue-

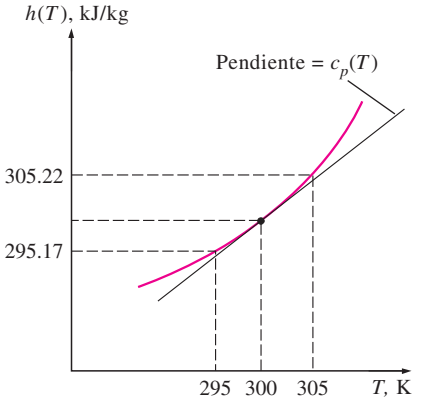


FIGURA 12-2
Esquema para el ejemplo 12-1.

den ser sustituidas por diferencias, siempre que sea necesario, para obtener resultados aproximados. El método numérico de diferencias finitas que se usa comúnmente se basa en este sencillo principio.

Diferenciales parciales

Considere ahora una función que depende de dos (o más) variables, como $z = z(x, y)$. Esta vez el valor de z depende tanto de x como de y. Algunas veces se desea examinar la dependencia de z respecto de una sola de las variables. Esto se hace dejando que una variable cambie mientras las otras se mantienen constantes y observando el cambio en la función. La variación de $z(x, y)$ con x cuando y se mantiene constante se llama **derivada parcial** de z respecto a x, y se expresa como

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = \lim_{\Delta x \to 0} \left(\frac{\Delta z}{\Delta x}\right)_y = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{z(x + \Delta x, y) - z(x, y)}{\Delta x} \qquad (12\text{-}2)$$

Esto se ilustra en la figura 12-3. El símbolo ∂ representa cambios diferenciales, del mismo modo que el símbolo d. Ellos difieren en que el símbolo d representa el cambio diferencial *total* de una función y refleja la influencia de todas las variables, en tanto que ∂ representa el cambio diferencial *parcial* debido a la variación de una sola variable.

Note que los cambios indicados por d y ∂ son idénticos para variables independientes, pero no para variables dependientes. Por ejemplo, $(\partial x)_y = dx$ pero $(\partial z)_y \neq dz$. [En nuestro caso, $dz = (\partial z)_x + (\partial z)_y$]. Observe también que el valor de la derivada parcial $(\partial z/\partial x)_y$, en general, variará con distintos valores de y.

Para obtener una relación del cambio diferencial total en $z(x, y)$ para cambios simultáneos en x y y, considere una pequeña parte total en $z(x, y)$ mostrada en la figura 12-4. Cuando las variables independientes x y y cambian en Δx y Δy, respectivamente, la variable dependiente z cambia en Δz, que puede expresarse como

$$\Delta z = z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y)$$

Si se suma y resta $z(x, y + \Delta y)$, se obtiene

$$\Delta z = z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y + \Delta y) + z(x, y + \Delta y) - z(x, y)$$

o

$$\Delta z = \frac{z(x + \Delta x, y + \Delta y) - z(x, y + \Delta y)}{\Delta x} \Delta x + \frac{z(x, y + \Delta y) - z(x, y)}{\Delta y} \Delta y$$

Tomar en cuenta los límites cuando $\Delta x \to 0$ y $\Delta y \to 0$ y utilizando las definiciones de derivadas parciales, se obtiene

$$dz = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x dy \qquad (12\text{-}3)$$

La ecuación 12-3 es la relación fundamental para la **diferencial total** de una variable dependiente en términos de sus derivadas parciales respecto de variables independientes. Esta relación puede expresarse fácilmente para incluir más variables independientes.

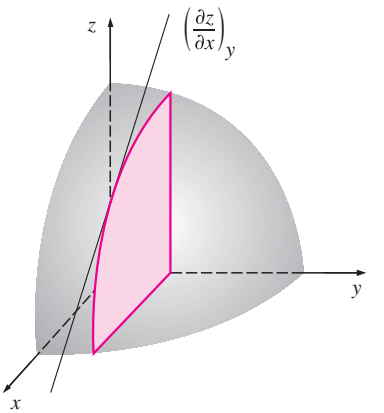


FIGURA 12-3
Representación geométrica de la derivada parcial $(\partial z/\partial x)_y$.

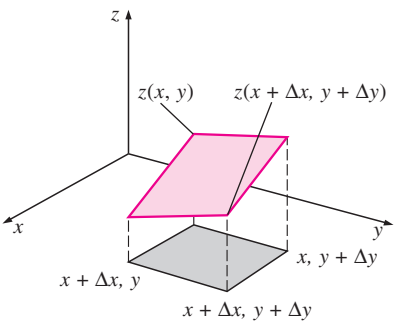


FIGURA 12-4
Representación geométrica de la derivada total dz para una función $z(x, y)$.

EJEMPLO 12-2 Diferencial total contra diferencial parcial

Considere aire a 300 K y 0.86 m^3/kg. El estado del aire cambia a 302 K y 0.87 m^3/kg como resultado de esta perturbación. Utilizando la ecuación 12-3, estime el cambio en la presión del aire.

Solución La temperatura y el volumen del aire cambian ligeramente durante un proceso. Se debe determinar el cambio resultante en la presión.

Suposiciones El aire es un gas ideal.

Análisis En sentido estricto, la ecuación 12-3 es válida para cambios diferenciales en variables. Sin embargo, puede utilizarse con una exactitud razonable si estos cambios son pequeños. Los cambios en T y v, respectivamente, se expresan como

$$dT \cong \Delta T = (302 - 300)\ \text{K} = 2\ \text{K}$$

y

$$dv \cong \Delta v = (0.87 - 0.86)\ \text{m}^3/\text{kg} = 0.01\ \text{m}^3/\text{kg}$$

Un gas ideal obedece la relación $Pv = RT$. Resolviendo para P se obtiene

$$P = \frac{RT}{v}$$

Observe que R es la constante y que $P = P(T, v)$. Aplicando la ecuación 12-3 y usando valores promedio para T y v:

$$dP = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T dv = \frac{R\,dT}{v} - \frac{RT\,dv}{v^2}$$

$$= (0.287\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})\left[\frac{2\ \text{K}}{0.865\ \text{m}^3/\text{kg}} - \frac{(301\ \text{K})(0.01\ \text{m}^3/\text{kg})}{(0.865\ \text{m}^3/\text{kg})^2}\right]$$

$$= 0.664\ \text{kPa} - 1.155\ \text{kPa}$$

$$= \mathbf{-0.491\ kPa}$$

Por consiguiente, la presión disminuirá en 0.491 kPa como resultado de esta perturbación. Observe que si la temperatura se hubiera mantenido constante ($dT = 0$), la presión disminuiría en 1.155 kPa debido al aumento de 0.01 m^3/kg en el volumen específico. Sin embargo, si el volumen específico se hubiera mantenido constante ($dv = 0$), la presión aumentaría en 0.664 kPa como resultado del aumento en la temperatura de 2 K (Fig. 12-5). Es decir,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dT = (\partial P)_v = 0.664\ \text{kPa}$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T dv = (\partial P)_T = -1.155\ \text{kPa}$$

y

$$dP = (\partial P)_v + (\partial P)_T = 0.664 - 1.155 = -0.491\ \text{kPa}$$

Discusión Desde luego, se podría resolver con facilidad (y exactitud) este problema si se evalúa la presión a partir de la relación de gas ideal $P = RT/v$ en el estado final (302 K y 0.87 m^3/kg) y en el estado inicial (300 K y 0.86 m^3/kg), y tomando su diferencia. Esto produce −0.491 kPa, que es exactamente el valor obtenido antes. De modo que las pequeñas cantidades finitas (2 K, 0.01 m^3/kg) pueden aproximarse como cantidades diferenciales con precisión razonable.

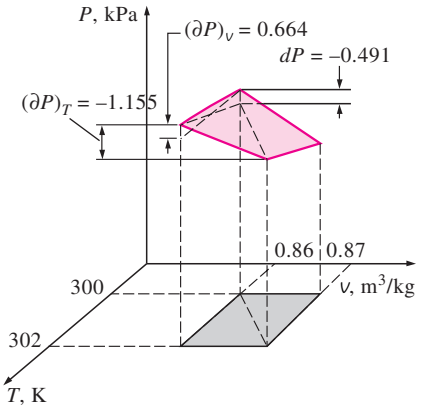


FIGURA 12-5

Representación geométrica de la perturbación analizada en el ejemplo 12-2.

Relaciones de derivadas parciales

Ahora se reescribe la ecuación 12-3 como

$$dz = M\,dx + N\,dy \tag{12-4}$$

donde

$$M = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \quad \text{y} \quad N = \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x$$

Tomando la derivada parcial de M respecto a y , y de N con respecto a x, se obtiene

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \frac{\partial^2 z}{\partial x\,\partial y} \quad \text{y} \quad \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y = \frac{\partial^2 z}{\partial y\,\partial x}$$

El orden de la derivación no tiene importancia para las propiedades, dado que son funciones de punto continuas y tienen derivadas exactas. Por consiguiente, las dos relaciones anteriores son idénticas:

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y \tag{12-5}$$

Ésta es una relación importante para las derivadas parciales, y se emplea en cálculo para probar si una derivada dz es exacta o inexacta. En termodinámica, esta relación representa la base para el desarrollo de relaciones de Maxwell, que se estudian en la sección siguiente.

Por último, se desarrollan dos relaciones importantes para las derivadas parciales: relaciones de reciprocidad y cíclica. La función $z = z(x, y)$ también se expresa como $x = x(y, z)$ si y y z se toman como variables independientes. En ese caso, la derivada total de x se convierte, a partir de la ecuación 12-3, en

$$dx = \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z dy + \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y dz \tag{12-6}$$

Si se elimina dx al combinar las ecuaciones 12-3 y 12-6, se obtiene

$$dz = \left[\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x\right] dy + \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dz$$

Reacomodando,

$$\left[\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x\right] dy = \left[1 - \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y\right] dz \tag{12-7}$$

Las variables y y z son independientes entre sí y, en consecuencia, pueden variar de forma independiente. Por ejemplo, y puede mantenerse constante ($dy = 0$), y z puede variar sobre un intervalo de valores ($dz \neq 0$). Para que esta ecuación siempre sea válida, los términos entre corchetes deben ser iguales a cero, sin que importen los valores de y y z. Al igualar a cero los términos en cada corchete se obtiene

$$\left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = 1 \rightarrow \left(\frac{\partial x}{\partial z}\right)_y = \frac{1}{(\partial z/\partial x)_y} \tag{12-8}$$

$$\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z = -\left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_x \rightarrow \left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_z \left(\frac{\partial y}{\partial z}\right)_x \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y = -1 \tag{12-9}$$

Función: $z + 2xy - 3y^2z = 0$

1) $z = \dfrac{2xy}{3y^2 - 1} \rightarrow \left(\dfrac{\partial z}{\partial x}\right)_y = \dfrac{2y}{3y^2 - 1}$

2) $x = \dfrac{3y^2z - z}{2y} \rightarrow \left(\dfrac{\partial x}{\partial z}\right)_y = \dfrac{3y^2 - 1}{2y}$

Por lo tanto, $\left(\dfrac{\partial z}{\partial x}\right)_y = \dfrac{1}{\left(\dfrac{\partial x}{\partial z}\right)_y}$

FIGURA 12-6
Demostración de la relación de reciprocidad para la función $z + 2xy - 3y^2z = 0$.

FIGURA 12-7
Las derivadas parciales son herramientas poderosas que deben hacer la vida más fácil, no más difícil.

© Reimpreso con el permiso del King Features Syndicate.

La primera relación recibe el nombre de **relación de reciprocidad** y muestra que la inversa de una derivada parcial es igual a su recíproco (Fig. 12-6). La segunda relación se denomina **relación cíclica** y se usa con frecuencia en termodinámica (Fig. 12-7).

EJEMPLO 12-3 Verificación de relaciones cíclicas y de reciprocidad

Utilizando la ecuación de estado de gas ideal, verifique *a*) la relación cíclica y *b*) la relación de reciprocidad a una P constante.

Solución Se deben verificar las relaciones de reciprocidad y cíclica para un gas ideal.

Análisis La ecuación de estado de gas ideal $Pv = RT$ incluye las tres variables P, v y T. Cualquiera de los dos puede tomarse como variable independiente, y el otro como variable dependiente.

a) Si se sustituye x, y y z en la ecuación 12-9 por P, v y T, respectivamente, la relación cíclica para un gas ideal puede expresarse como

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v = -1$$

donde

$$P = P(v, T) = \frac{RT}{v} \rightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{v^2}$$

$$v = v(P, T) = \frac{RT}{P} \rightarrow \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P}$$

$$T = T(P, v) = \frac{Pv}{R} \rightarrow \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v = \frac{v}{R}$$

Sustituyendo da

$$\left(-\frac{RT}{v^2}\right)\left(\frac{R}{P}\right)\left(\frac{v}{R}\right) = -\frac{RT}{Pv} = -1$$

que es el resultado deseado.

b) La regla de reciprocidad para un gas ideal a P = constante se expresa como

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{1}{(\partial T/\partial v)_P}$$

Si se efectúan las derivaciones y al sustituir se obtiene

$$\frac{R}{P} = \frac{1}{P/R} \rightarrow \frac{R}{P} = \frac{R}{P}$$

De este modo, se ha completado la demostración.

12-2 ▪ RELACIONES DE MAXWELL

Las ecuaciones que relacionan las derivadas parciales de las propiedades P, v, T y s de un sistema compresible simple entre sí se llaman *relaciones de Maxwell*. Se obtienen a partir de las cuatro ecuaciones de Gibbs, explotando la exactitud de las derivadas de las propiedades termodinámicas.

Dos de las relaciones de Gibbs que se derivaron en el capítulo 7 se expresaron como

$$du = T\,ds - P\,dv \tag{12-10}$$

$$dh = T\,ds + v\,dP \tag{12-11}$$

Las otras relaciones de Gibbs se basan en dos nuevas combinaciones de propiedades: la **función de Helmholtz** a y la **función de Gibbs** g, definidas como:

$$a = u - Ts \tag{12-12}$$

$$g = h - Ts \tag{12-13}$$

Al derivar se obtiene

$$da = du - T\,ds - s\,dT$$

$$dg = dh - T\,ds - s\,dT$$

Si se simplifican las relaciones anteriores con las ecuaciones 12-10 y 12-11, se obtienen las otras relaciones de Gibbs para sistemas compresibles simples:

$$da = -s\,dT - P\,dv \tag{12-14}$$

$$dg = -s\,dT + v\,dP \tag{12-15}$$

Un examen cuidadoso de las cuatro relaciones de Gibbs presentadas antes revela que ellas son de la forma

$$dz = M\,dx + N\,dy \tag{12-4}$$

con

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y \tag{12-5}$$

puesto que u, h, a y g son propiedades y por lo tanto tienen derivadas exactas. Aplicando la ecuación 12-5 a cada una de ellas se obtendrá

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v \tag{12-16}$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P \tag{12-17}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \tag{12-18}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \tag{12-19}$$

Éstas se denominan **relaciones de Maxwell** (Fig. 12-8). Son de gran valor en la termodinámica porque brindan un medio para determinar el cambio en la entropía, que no es posible medir directamente, a partir de la medición de los cambios en las propiedades P, v y T. Note que las relaciones de Maxwell que acaban de exponerse se limitan a sistemas compresibles simples. Sin embargo, otras relaciones similares se escriben con la misma facilidad para sistemas no simples como los que incluyen efectos eléctricos, magnéticos y de otro tipo.

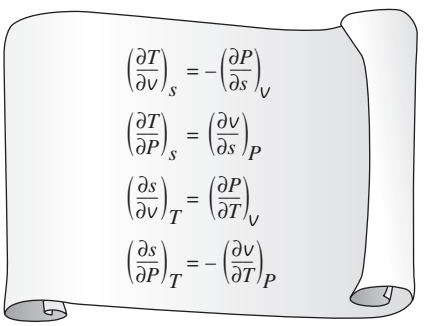

$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s = -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v$
$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P$
$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v$
$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$

FIGURA 12-8

Las relaciones de Maxwell son extremadamente valiosas en el análisis termodinámico.

EJEMPLO 12-4 **Verificación de relaciones de Maxwell**

Verifique la validez de la última relación de Maxwell (Ec. 12-19) para vapor a 250°C y 300 kPa.

Solución Se verificará la validez de la última relación de Maxwell para el estado del vapor especificado.

Análisis La última relación de Maxwell establece que para una sustancia compresible simple, el cambio de la entropía con la presión a temperatura constante es igual al negativo del cambio en el volumen específico con la temperatura a presión constante.

Si hubiera relaciones analíticas explícitas para la entropía y el volumen específico del valor en términos de otras propiedades, se podría verificar fácilmente lo anterior efectuando las derivadas indicadas. No obstante, lo único que hay para el vapor son las tablas de propiedades indicadas a ciertos intervalos. Por consiguiente, el único curso posible para resolver este problema consiste en sustituir las cantidades diferenciales en la ecuación 12-19 con las cantidades finitas correspondientes, con valores de propiedades de las tablas (tabla A-6 en este caso) en o aproximadamente en el estado especificado.

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T \stackrel{?}{=} -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

$$\left(\frac{\Delta s}{\Delta P}\right)_{T=250^\circ\text{C}} \stackrel{?}{\cong} -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_{P=300\ \text{kPa}}$$

$$\left[\frac{s_{400\ \text{kPa}} - s_{200\ \text{kPa}}}{(400-200)\ \text{kPa}}\right]_{T=250^\circ\text{C}} \stackrel{?}{\cong} -\left[\frac{v_{300^\circ\text{C}} - v_{200^\circ\text{C}}}{(300-200)^\circ\text{C}}\right]_{P=300\ \text{kPa}}$$

$$\frac{(7.3804 - 7.7100)\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K}}{(400-200)\ \text{kPa}} \stackrel{?}{\cong} -\frac{(0.87535 - 0.71643)\ \text{m}^3/\text{kg}}{(300-200)^\circ\text{C}}$$

$$-0.00165\ \text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K} \cong -0.00159\ \text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K}$$

puesto que kJ = kPa · m^3 y K ≡ °C para diferencias de temperatura. Los dos valores están dentro de un margen de 4% uno respecto del otro. Esta diferencia se debe a la sustitución de cantidades finitas relativamente grandes. Con base en la gran proximidad entre ambos valores, en apariencia el vapor satisface la ecuación 12-19 en el estado especificado.

Discusión Este ejemplo muestra que el cambio en la entropía de un sistema compresible simple durante un proceso isotérmico se determina a partir del conocimiento de las propiedades fácilmente medibles P, v, y T aisladas.

12-3 ▪ LA ECUACIÓN DE CLAPEYRON

Las relaciones de Maxwell tienen implicaciones de largo alcance para la investigación en la termodinámica y con frecuencia se utilizan para derivar relaciones termodinámicas útiles. La ecuación de Clapeyron es una de esas relaciones, y permite determinar el cambio de entalpía asociado con un cambio de fase (como la entalpía de vaporización h_{fg}) a partir sólo del conocimiento de datos de P, v, y T.

Considere la tercera relación de Maxwell, ecuación 12-18:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T$$

Durante un proceso de cambio de fase, la presión es la de saturación, que depende sólo de la temperatura y es independiente del volumen específico. Es

decir, $P_{sat} = f(T_{sat})$. Por lo tanto, la derivada parcial $(\partial P/\partial T)_v$ puede expresarse como la derivada total $(dP/dT)_{sat}$, que es la pendiente de la curva de saturación sobre un diagrama *P-T* en el estado de saturación específico (Fig. 12-9). Esta pendiente no depende del volumen específico, por lo que puede tratarse como una constante durante la integración de la ecuación 12-18 entre los dos estados de saturación a la misma temperatura. En un proceso isotérmico de cambio de fase líquido-vapor, por ejemplo, la integración produce

$$s_g - s_f = \left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} (v_g - v_f) \tag{12-20}$$

o bien

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{s_{fg}}{v_{fg}} \tag{12-21}$$

Durante este proceso, la presión también permanece constante. En consecuencia, a partir de la ecuación 12-11,

$$dh = T\,ds + v\,\overset{0}{\nearrow}dP \rightarrow \int_f^g dh = \int_f^g T\,ds \rightarrow h_{fg} = Ts_{fg}$$

Si se sustituye este resultado en la ecuación 12-21, se obtiene

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{fg}}{Tv_{fg}} \tag{12-22}$$

la cual se define como **ecuación de Clapeyron** en honor al ingeniero y físico francés E. Clapeyron (1799-1864). Ésta es una importante relación termodinámica dado que permite determinar la entalpía de vaporización h_{fg} a una temperatura determinada, midiendo simplemente la pendiente de la curva de saturación en un diagrama *P-T* y el volumen específico del líquido saturado y del vapor saturado a la temperatura dada.

La ecuación de Clapeyron es aplicable a cualquier proceso de cambio de fase que suceda a temperatura y presión constantes. Se expresa en una forma general como

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{12}}{Tv_{12}} \tag{12-23}$$

donde los subíndices 1 y 2 indican las dos fases.

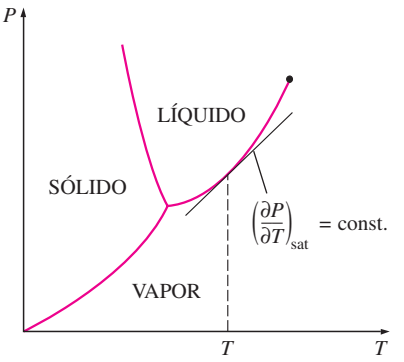


FIGURA 12-9
La pendiente de la curva de saturación en un diagrama *P-T* es constante a *T* o *P* constante.

EJEMPLO 12-5 **Evaluación de h_{fg} de una sustancia a partir de datos *P-v-T***

Mediante la ecuación de Clapeyron, estime el valor de la entalpía de vaporización del refrigerante 134a a 20°C, y compárelo con el valor tabulado.

Solución Se debe determinar el h_{fg} del refrigerante 134a usando la ecuación de Clapeyron.

Análisis De la ecuación 12-22

$$h_{fg} = Tv_{fg}\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat}$$

donde, de acuerdo con la tabla A-11,

$$v_{fg} = (v_g - v_f)_{@\ 20°C} = 0.035969 - 0.0008161 = 0.035153\ \text{m}^3/\text{kg}$$

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{\text{sat,20°C}} \cong \left(\frac{\Delta P}{\Delta T}\right)_{\text{sat,20°C}} = \frac{P_{\text{sat @ 24°C}} - P_{\text{sat @ 16°C}}}{24°\text{C} - 16°\text{C}}$$

$$= \frac{646.18 - 504.58\ \text{kPa}}{8°\text{C}} = 17.70\ \text{kPa/K}$$

puesto que $\Delta T(°\text{C}) \equiv \Delta T(\text{K})$. Al sustituir se obtiene

$$h_{fg} = (293.15\ \text{K})(0.035153\ \text{m}^3/\text{kg})(17.70\ \text{kPa/K})\left(\frac{1\ \text{kJ}}{1\ \text{kPa} \cdot \text{m}^3}\right)$$

$$= \mathbf{182.40\ kJ/kg}$$

El valor tabulado de h_{fg} a 20°C es 182.27 kJ/kg. La pequeña diferencia entre ambos valores se debe a la aproximación utilizada al determinar la pendiente de la curva de saturación a 20°C.

La ecuación de Clapeyron puede simplificarse para cambios de fase líquido-vapor y sólido-vapor con algunas aproximaciones. A bajas presiones, $v_g \gg v_f$, por lo que $v_{fg} \cong v_g$. Si se considera el vapor como un gas ideal, se tiene $v_g = RT/P$. Al sustituir estas aproximaciones en la ecuación 12-22, se encuentra

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{\text{sat}} = \frac{Ph_{fg}}{RT^2}$$

o bien

$$\left(\frac{dP}{P}\right)_{\text{sat}} = \frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{dT}{T^2}\right)_{\text{sat}}$$

En pequeños intervalos de temperatura, h_{fg} puede considerarse como una constante en algún valor promedio. Entonces, al integrar esta ecuación entre los dos estados de saturación se obtiene

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{sat}} \cong \frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)_{\text{sat}} \qquad \textbf{(12-24)}$$

Esta ecuación se llama **ecuación de Clapeyron-Clausius**, y puede emplearse para determinar la variación de la presión de saturación con la temperatura. También se utiliza en la región sólido-vapor cuando se sustituye h_{fg} por h_{ig} (la entalpía de sublimación) de la sustancia.

EJEMPLO 12-6 Extrapolación de datos tabulados con la ecuación de Clapeyron

Estime la presión de saturación del refrigerante 134a a −50°F, con los datos disponibles en las tablas de refrigerantes.

Solución Se va a determinar la presión de saturación del refrigerante 134a usando otros datos tabulados.

Análisis La tabla A-11E incluye datos de saturación a temperaturas de −40°F y valores superiores. Por consiguiente, se debe recurrir a otras fuentes o usar

extrapolación para obtener datos de saturación a temperaturas inferiores. La ecuación 12-24 brinda una manera inteligente para extrapolar:

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{sat}} \cong \frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{1}{T_1}-\frac{1}{T_2}\right)_{\text{sat}}$$

En este caso, $T_1 = -40°\text{F}$ y $T_2 = -50°\text{F}$. Para el refrigerante 134a, $R = 0.01946$ Btu/lbm · R. También, en la tabla A-11E a $-40°\text{F}$, se lee $h_{fg} = 97.100$ Btu/lbm y $P_1 = P_{\text{sat @ } -40°\text{F}} = 7.432$ psia. Al sustituir estos valores en la ecuación 12-24 se obtiene

$$\ln\left(\frac{P_2}{7.432\ \text{psia}}\right) \cong \frac{97.100\ \text{Btu/lbm}}{0.01946\ \text{Btu/lbm} \cdot \text{R}}\left(\frac{1}{420\ \text{R}}-\frac{1}{410\ \text{R}}\right)$$

$$P_2 \cong \mathbf{5.56\ psia}$$

Por lo tanto, según la ecuación 12-24, la presión de saturación del refrigerante 134a a $-50°\text{F}$ es 5.56 psia. El valor real, obtenido de otra fuente, es 5.506 psia. De manera que el valor predicho por la ecuación 12-24 presenta un error de aproximadamente 1%, que es bastante aceptable para la mayor parte de los propósitos. (Si se hubiera usado una extrapolación lineal se habría obtenido 5.134 psia, lo cual tiene un error de 7 por ciento.)

12-4 ▪ RELACIONES GENERALES PARA *du*, *dh*, *ds*, c_v Y c_p

El postulado de estado estableció que el estado de un sistema compresible simple se especifica por completo mediante dos propiedades intensivas independientes. Por consiguiente, al menos en teoría, se debe ser capaz de calcular todas las propiedades de un sistema en cualquier estado una vez que se presenten dos propiedades intensivas independientes. Esto es una buena noticia para las propiedades que no pueden medirse de manera directa como la energía interna, la entalpía y la entropía. Pero el cálculo correcto de estas propiedades a partir de las medibles depende de la disponibilidad de relaciones simples y precisas entre los dos grupos.

En esta sección se desarrollan relaciones generales para cambios en la energía interna, la entalpía y la entropía en términos sólo de presión, volumen específico, temperatura y calores específicos. También algunas relaciones generales incluirán calores específicos. Las relaciones obtenidas permitirán determinar los *cambios* en estas propiedades. Los valores de las propiedades en los estados especificados sólo pueden determinarse después de que se elige un estado de referencia, cuya elección es del todo arbitraria.

Cambios en la energía interna

Elija la energía como una función de T y v; esto es, $u = u(T, v)$ y tome su derivada total (Ec. 12-3),

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv$$

Con la definición de c_v se tiene

$$du = c_v\, dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv \qquad \textbf{(12-25)}$$

Ahora elija la entropía como una función de T y v; esto es, $s = s(T, v)$ y tome su derivada total

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T dv \tag{12-26}$$

Si sustituye en la relación $T\,ds$, $du = T\,ds - P\,dv$ produce

$$du = T\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left[T\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T - P\right] dv \tag{12-27}$$

Al igualar los coeficientes de dT y dv en las ecuaciones 12-25 y 12-27, resulta

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v = \frac{c_v}{T}$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T - P \tag{12-28}$$

Al utilizar la tercera relación de Maxwell (Ec. 12-18), se obtiene

$$\left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P$$

Al sustituir esto en la ecuación 12-25 se obtiene la relación deseada para du:

$$du = c_v\,dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right] dv \tag{12-29}$$

El cambio en la energía interna de un sistema compresible simple asociado con un cambio de estado de (T_1, v_1) a (T_2, v_2) se determina mediante integración:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v\,dT + \int_{v_1}^{v_2} \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right] dv \tag{12-30}$$

Cambios de entalpía

La relación general para dh se determina con exactitud de la misma manera. Esta vez elija la entalpía como una función de T y P, es decir, $h = h(T, P)$, y tome su derivada total,

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP$$

Con la definición de c_p, se obtiene

$$dh = c_p\,dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP \tag{12-31}$$

Ahora elija la entalpía como una función de T y P, esto es, $s = s(T, P)$, y tome su derivada total.

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T dP \tag{12-32}$$

Sustituyendo esto en la relación de $T\,ds$, $dh = T\,ds + v\,dP$ produce

$$dh = T\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P dT + \left[v + T\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T\right] dP \tag{12-33}$$

Al igualar los coeficientes de dT y dP en las ecuaciones 12-31 y 12-33, se obtiene

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \frac{c_p}{T}$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = v + T\left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T \tag{12-34}$$

Al utilizar la cuarta relación de Maxwell (Ec. 12-19) se obtiene

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T = v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

Al sustituir en la ecuación 12-31, se llega a la relación deseada para dh:

$$dh = c_p\, dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP \tag{12-35}$$

El cambio en la entalpía de un sistema compresible simple asociado con un cambio de estado de (T_1, P_1) a (T_2, P_2) se determina mediante integración:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p\, dT + \int_{P_1}^{P_2} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right] dP \tag{12-36}$$

En realidad, sólo se necesita determinar ya sea $u_2 - u_1$ de la ecuación 12-30, o bien, $h_2 - h_1$ de la ecuación 12-36, según la que sea más adecuada para los datos que se disponga. La otra puede determinarse sin ninguna dificultad mediante la definición de entalpía $h = u + Pv$:

$$h_2 - h_1 = u_2 - u_1 + (P_2 v_2 - P_1 v_1) \tag{12-37}$$

Cambios de entropía

Aquí se desarrollan dos relaciones generales para los cambios de entropía de un sistema compresible simple.

La primera relación se obtiene al sustituir la primera derivada parcial en la derivada total de ds (Ec. 12-26) por la ecuación 12-28, y la segunda derivada parcial por la tercera relación de Maxwell (Ec. 12-18), lo que produce

$$ds = \frac{c_v}{T}\, dT + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv \tag{12-38}$$

y

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v}{T}\, dT + \int_{v_1}^{v_2} \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv \tag{12-39}$$

La segunda relación se obtiene sustituyendo la primera derivada parcial en la derivada total de ds (Ec. 12-32) por la ecuación 12-34, y la segunda derivada parcial por la cuarta relación de Maxwell (Ec. 12-19), lo que resulta

$$ds = \frac{c_P}{T}\, dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP \tag{12-40}$$

y

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T}\, dT - \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP \tag{12-41}$$

Cualquiera de ellas sirve para determinar el cambio de entropía. La elección adecuada dependerá de los datos disponibles.

Calores específicos c_v y c_p

Recuerde que los calores específicos de un gas ideal dependen sólo de la temperatura. Para una sustancia pura, sin embargo, los calores específicos dependen del volumen específico o la presión, así como de la temperatura. En seguida se presenta el desarrollo de algunas relaciones generales para relacionar los calores específicos de una sustancia con la presión, el volumen específico y la temperatura.

A bajas presiones, los gases se comportan como gases ideales y sus calores específicos dependen sólo de la temperatura. Dichos calores se conocen como *calores específicos de presión cero o de gas ideal* (denotados por c_{v0} y c_{p0}) y son relativamente fáciles de determinar. Por ello, es deseable tener algunas relaciones generales que permitan calcular los calores específicos a presiones más altas (o volúmenes específicos más bajos) a partir del conocimiento de c_{v0} y c_{p0} y del comportamiento P-v-T de la sustancia. Las relaciones se obtienen aplicando la prueba de exactitud (Ec. 12-5) en las ecuaciones 12-38 y 12-40, lo cual produce

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v \tag{12-42}$$

y

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P \tag{12-43}$$

La desviación de c_p respecto de c_{p0} con la presión creciente, por ejemplo, se determina integrando la ecuación 12-43 desde una presión igual a cero hasta una presión P a lo largo de una trayectoria isotérmica:

$$(c_p - c_{p0})_T = -T\int_0^P \left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P dP \tag{12-44}$$

La integración en el lado derecho sólo requiere conocer el comportamiento P-v-T de la sustancia. La notación indica que v debe derivarse dos veces respecto de T, mientras P se mantiene constante. La expresión resultante debe integrarse respecto de P, mientras que T se mantiene constante.

Otra relación general deseable que implica calores específicos es la que vincula los dos calores específicos c_p y c_v. La ventaja de esa relación es clara: es necesario determinar sólo un calor específico (casi siempre c_p) y calcular el otro mediante esa relación y los datos P-v-T de la sustancia. Se inicia el desarrollo de tal relación al igualar las dos relaciones ds (ecuaciones 12-38 y 12-40) y despejando dT:

$$dT = \frac{T(\partial P/\partial T)_v}{c_p - c_v}dv + \frac{T(\partial v/\partial T)_P}{c_p - c_v}dP$$

Al elegir $T = T(v, P)$ y derivando, se obtiene

$$dT = \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_P dv + \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_v dP$$

La igualación del coeficiente, ya sea de dv o dP, de las dos ecuaciones anteriores produce el resultado deseado:

$$c_p - c_v = T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \tag{12-45}$$

Una forma opcional de esta relación se obtiene con la relación cíclica:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_P\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T = -1 \rightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$$

Al sustituir el resultado en la ecuación 12-45, se obtiene:

$$c_p - c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T \tag{12-46}$$

Esta relación se expresa en términos de otras dos propiedades termodinámicas llamadas **dilatación volumétrica** β y la **compresibilidad isotérmica** α, las cuales se definen como (Fig. 12-10)

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \tag{12-47}$$

y

$$\alpha = -\frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T \tag{12-48}$$

Al sustituir estas dos relaciones en la ecuación 12-46, se obtiene una tercera relación general para $c_p - c_v$:

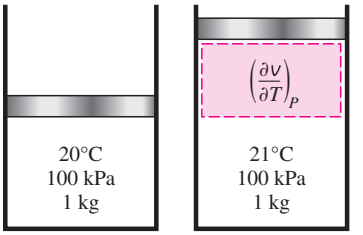
$$c_p - c_v = \frac{vT\beta^2}{\alpha} \tag{12-49}$$

Ésta recibe el nombre de **relación de Mayer** en honor al médico y físico alemán J. R. Mayer (1814-1878). Es posible extraer varias conclusiones de esta ecuación:

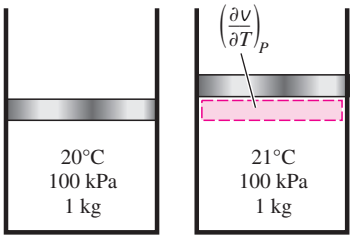
1. La compresibilidad isotérmica α es una cantidad positiva para todas las sustancias en cualquier fase. La dilatación volumétrica podría ser negativa para algunas sustancias (como el agua líquida por debajo de 4°C), pero su cuadrado siempre es positivo o cero. La temperatura T en esta relación es la temperatura termodinámica, la cual es también positiva. Por lo tanto, se puede concluir que, *el calor específico a presión constante siempre es mayor o igual que el calor específico a volumen constante*:

$$c_p \geq c_v \tag{12-50}$$

2. La diferencia entre c_p y c_v se aproxima a cero a medida que la temperatura absoluta se acerca a cero.
3. Los dos calores específicos son idénticos para sustancias realmente incompresibles puesto que v = constante. La diferencia entre los dos calores específicos es muy pequeña y suele ignorarse para sustancias que son *casi* incompresibles, como los líquidos y los sólidos.



a) Una sustancia con una $\boldsymbol{\beta}$ grande



b) Una sustancia con una $\boldsymbol{\beta}$ pequeña

FIGURA 12-10
La dilatación volumétrica (llamada también *coeficiente de expansión volumétrica*) es una medida del cambio en el volumen con la temperatura a presión constante.

EJEMPLO 12-7 **Cambio en la energía interna de un gas Van der Waals**

Obtenga una relación para el cambio de la energía interna de un gas que obedece a la ecuación de estado de Van der Waals. Suponga que en el intervalo de interés, c_v varía de acuerdo con la relación $c_v = c_1 + c_2T$, donde c_1 y c_2 son constantes.

Solución Se debe obtener una relación para el cambio en energía interna de un gas Van der Waals.

Análisis El cambio en la energía interna de cualquier sistema compresible simple en cualquier fase durante cualquier proceso puede determinarse a partir de la ecuación 12-30:

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v\, dT + \int_{v_1}^{v_2} \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P \right] dv$$

La ecuación de estado de Van der Waals se expresa como

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2}$$

Entonces,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v - b}$$

Por lo tanto,

$$T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P = \frac{RT}{v - b} - \frac{RT}{v - b} + \frac{a}{v^2} = \frac{a}{v^2}$$

Sustituyendo resulta

$$u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} (c_1 + c_2 T)\, dT + \int_{v_1}^{v_2} \frac{a}{v^2}\, dv$$

Integrando se obtiene

$$u_2 - u_1 = c_1(T_2 - T_1) + \frac{c_2}{2}(T_2^2 - T_1^2) + a\left(\frac{1}{v_1} - \frac{1}{v_2}\right)$$

que es la relación deseada.

EJEMPLO 12-8 Energía interna como una función exclusiva de la temperatura

Demuestre que la energía interna de *a*) un gas ideal y *b*) una sustancia incompresible es función exclusiva de la temperatura, $u = u(T)$.

Solución Hay que mostrar que $u = u(T)$ para gases ideales y sustancias incompresibles.

Análisis El cambio diferencial en la energía interna de un sistema general compresible simple está dado por la ecuación 12-29 como

$$du = c_v\, dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P \right] dv$$

a) Para un gas ideal $Pv = RT$. Entonces,

$$T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P = T\left(\frac{R}{v}\right) - P = P - P = 0$$

Por lo tanto,

$$du = c_v\, dT$$

Para completar la prueba, es necesario mostrar que c_v no es una función de v. Esto se hace con la ayuda de la ecuación 12-42:

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v$$

Para un gas ideal $P = RT/v$. Entonces

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v} \quad \text{y} \quad \left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v = \left[\frac{\partial (R/v)}{\partial T}\right]_v = 0$$

Por lo tanto,

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = 0$$

lo cual establece que c_v no cambia con el volumen específico. Es decir, c_v no es una función del volumen específico. Por consiguiente, la energía interna de un gas ideal es sólo una función de la temperatura (Fig. 12-11).

b) Para una sustancia incompresible, v = constante, por lo tanto $dv = 0$. Además de la ecuación 12-49, $c_p = c_v = c$ ya que $\alpha = \beta = 0$ para sustancias incompresibles. En ese caso, la ecuación 12-29 se reduce a

$$du = c\,dT$$

De nuevo se necesita demostrar que el calor específico c depende tan sólo de la temperatura, y no de la presión o el volumen específico. Esto resulta fácil con la ayuda de la ecuación 12-43:

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P = 0$$

puesto que v = constante. Por ende, la energía interna de una sustancia realmente incompresible depende únicamente de la temperatura.

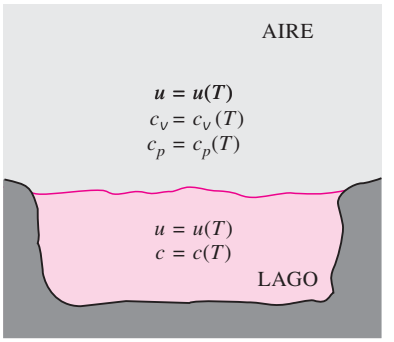


FIGURA 12-11
Las energías internas y los calores específicos de gases ideales y sustancias incompresibles dependen sólo de la temperatura.

EJEMPLO 12-9 La diferencia de calor específico de un gas ideal

Demuestre que $c_p - c_v = R$ para un gas ideal.

Solución Se debe demostrar que la diferencia en calor específico para un gas ideal es igual a su constante de gas.

Análisis Esta relación se prueba sin dificultades mostrando que el lado derecho de la ecuación 12-46 es equivalente a la constante de gas R del gas ideal:

$$c_p - c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$$

$$P = \frac{RT}{v} \rightarrow \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{v^2} = \frac{P}{v}$$

$$v = \frac{RT}{P} \rightarrow \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 = \left(\frac{R}{P}\right)^2$$

Sustituyendo,

$$-T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = -T\left(\frac{R}{P}\right)^2 \left(-\frac{P}{v}\right) = R$$

Por consiguiente,

$$c_p - c_v = R$$

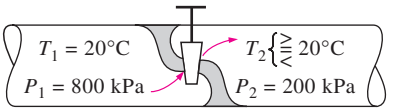


FIGURA 12-12

La temperatura de un fluido puede aumentar, disminuir o permanecer constante durante un proceso de estrangulamiento.

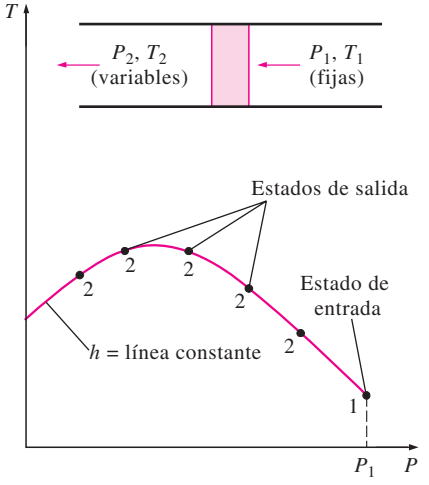


FIGURA 12-13

El desarrollo de una línea de h = constante en un diagrama *P-T*.

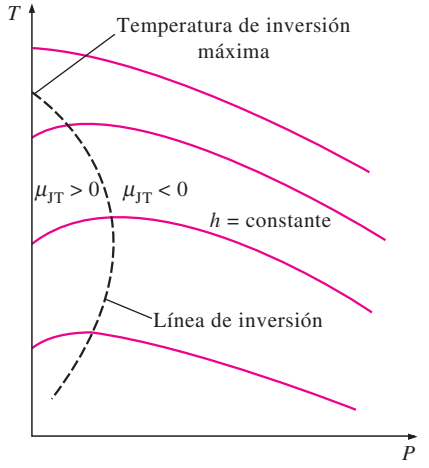


FIGURA 12-14

Líneas de entalpía constante de una sustancia en un diagrama *T-P*.

12-5 ▪ EL COEFICIENTE JOULE-THOMSON

Cuando un fluido pasa por una restricción como un tapón poroso, un tubo capilar o una válvula ordinaria, disminuye su presión. Como se mostró en el capítulo 5, la entalpía del fluido permanece aproximadamente constante durante tal proceso de estrangulamiento. Se recordará que un fluido puede experimentar una reducción considerable de su temperatura debido al estrangulamiento, lo que constituye la base de operación en los refrigeradores y en la mayor parte de los acondicionadores de aire. Sin embargo, esto no siempre sucede. La temperatura del fluido puede permanecer invariable o es posible incluso que aumente durante un proceso de estrangulamiento (Fig. 12-12).

El comportamiento de la temperatura de un fluido durante un proceso de estrangulamiento (h = constante) está descrito por el **coeficiente Joule-Thomson**, definido como

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h \qquad \textbf{(12-51)}$$

El coeficiente Joule-Thomson es una medida del cambio en la temperatura con la presión durante un proceso de entalpía constante. Observe que si

$$\mu_{JT}\begin{cases} < 0 & \text{la temperatura aumenta} \\ = 0 & \text{la temperatura permanece constante} \\ > 0 & \text{la temperatura disminuye} \end{cases}$$

durante un proceso de estrangulamiento.

Un examen cuidadoso de la ecuación con la que se define, revela que el coeficiente Joule-Thomson representa la pendiente de las líneas h = constante en un diagrama *T-P*. Dichos diagramas pueden construirse con facilidad a partir de mediciones de temperatura y presión aisladas durante los procesos de estrangulamiento. Un fluido a temperatura y presión fijas T_1 y P_1 (en consecuencia, de entalpía fija) es obligado a fluir por un tapón poroso, y se miden las reducciones de su temperatura y presión (T_2 y P_2). El experimento se repite para tapones porosos de diferentes tamaños, cada uno de ellos con un conjunto diferente de T_2 y P_2. Al graficar las temperaturas con las presiones se obtiene una línea de h = constante sobre un diagrama *T-P*, como se muestra en la figura 12-13. Con la repetición del experimento para diferentes conjuntos de presión y temperatura de entrada y graficando los resultados, se construye un diagrama *T-P* para una sustancia con varias líneas de h = constante, tal como se indica en la figura 12-14.

Algunas líneas de entalpía constante en el diagrama *T-P* pasan por un punto de pendiente cero o coeficiente Joule-Thomson cero. Las líneas que pasan por estos puntos reciben el nombre de **líneas de inversión**, y la temperatura en un punto donde la línea de entalpía constante interseca la línea de inversión se conoce como **temperatura de inversión**. La temperatura es la intersección de la línea $P = 0$ (ordenada) y la parte superior de la línea de inversión recibe el nombre de **temperatura de inversión máxima**. Observe que la pendiente de las líneas de h = constante son negativas ($\mu_{JT} < 0$) en estados a la derecha de la línea de inversión, y positivas ($\mu_{JT} > 0$) a la izquierda de ésta.

Un proceso de estrangulamiento se desarrolla a lo largo de una línea de entalpía constante en la dirección de la presión decreciente, es decir, de derecha a izquierda. Por lo tanto, la temperatura de un fluido aumentará durante un proceso de estrangulamiento que sucede al lado derecho de la línea de inversión. Sin embargo, la temperatura del fluido disminuirá durante un proceso de estrangulamiento que se lleva a cabo en el lado izquierdo de la línea de inversión. Es claro, de acuerdo con este diagrama, que un efecto de enfriamien-

to no puede alcanzarse mediante estrangulamiento a menos que el fluido se encuentre por debajo de su máxima temperatura de inversión. Esto presenta un problema para sustancias cuya máxima temperatura de inversión se encuentre muy por debajo de la temperatura ambiente. En el caso del hidrógeno, por ejemplo, la máxima temperatura de inversión es de −68°C. Por tal razón el hidrógeno debe enfriarse por debajo de esta temperatura si acaso algún enfriamiento adicional se va a lograr mediante estrangulamiento.

A continuación se desarrolla una relación general para el coeficiente Joule-Thomson en términos de los calores específicos, la presión, el volumen y la temperatura. Esto se logra con facilidad modificando la relación generalizada para el cambio de entalpía (Ec. 12-35).

$$dh = c_p\,dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right] dP$$

Para un proceso de h = constante tenemos $dh = 0$. Así, esta ecuación puede reacomodarse para dar

$$-\frac{1}{c_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right] = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h = \mu_{\text{JT}} \qquad \textbf{(12-52)}$$

que es la relación deseada. De este modo, el coeficiente Joule-Thomson se determina a partir del conocimiento del calor específico a presión constante, y del comportamiento P-v-T de la sustancia. Desde luego, también es posible predecir el calor específico a presión constante de una sustancia utilizando el coeficiente Joule-Thomson, lo que se determina de una forma relativamente sencilla, con los datos P-v-T de la sustancia.

EJEMPLO 12-10 Coeficiente Joule-Thomson de un gas ideal

Demuestre que el coeficiente Joule-Thomson de un gas ideal es cero.

Solución Se debe mostrar que $\mu_{\text{JT}} = 0$ para un gas ideal.
Análisis Para un gas ideal, $v = RT/P$, y por ello

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P}$$

Al sustituir esto en la ecuación 12-52 se produce

$$\mu_{\text{JT}} = \frac{-1}{c_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right] = \frac{-1}{c_p}\left[v - T\frac{R}{P} \right] = -\frac{1}{c_p}(v - v) = 0$$

Discusión Este resultado no sorprende porque la entalpía de un gas ideal es una función exclusiva de la temperatura, $h = h(T)$, lo cual requiere que la temperatura permanezca constante cuando la entalpía permanece constante. Por lo tanto, un proceso de estrangulamiento no es útil para enfriar un gas ideal (Fig. 12-15).

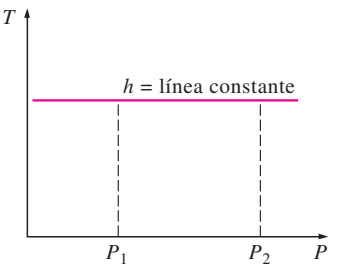


FIGURA 12-15
La temperatura de un gas ideal permanece constante durante un proceso de estrangulamiento puesto que las líneas h = constante y T = constante coinciden en un diagrama T-P.

12-6 ▪ LAS Δh, Δu Y Δs DE GASES REALES

Se ha mencionado varias veces que los gases a bajas presiones se comportan como gases ideales y que obedecen la relación $Pv = RT$. Las propiedades de los gases ideales son relativamente fáciles de evaluar, pues las propiedades u, h, c_v y c_p dependen sólo de la temperatura. A altas presiones, sin embargo, los gases se desvían de manera considerable del comportamiento de gas ideal

y es necesario tomar en cuenta esta desviación. En el capítulo 3 se consideró la desviación en las propiedades P, v y T usando ecuaciones de estado más complejas, o evaluando el factor de compresibilidad Z a partir de diagramas de compresibilidad. Ahora se extiende el análisis para evaluar los cambios en la entalpía, la energía interna y la entalpía de gases no ideales (reales), utilizando las relaciones generales para *du, dh* y *ds* desarrolladas anteriormente.

Cambios en la entalpía de gases reales

La entalpía de un gas real, en general, depende de la presión y de la temperatura. Por ello, el cambio de entalpía de un gas real durante un proceso puede evaluarse a partir de la relación general para *dh* (Ec. 12-36)

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p\, dT + \int_{P_1}^{P_2} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right] dP$$

donde P_1, T_1 y P_2, T_2 son las presiones y temperaturas del gas en los estados inicial y final, respectivamente. Para un proceso isotérmico, $dT = 0$ y el primer término se elimina. Para un proceso a presión constante, $dP = 0$ y el segundo término desaparece.

Las propiedades son funciones de punto, de modo que el cambio en una propiedad entre dos estados específicos es el mismo, sin que importe la trayectoria de proceso que se siga. Este hecho puede aprovecharse para simplificar la integración de la ecuación 12-36. Considere, por ejemplo, el proceso mostrado en un diagrama *T-s* en la figura 12-16. El cambio de entalpía durante este proceso $h_2 - h_1$ se determina efectuando las integraciones en la ecuación 12-36 junto a una trayectoria que se compone de dos líneas isotérmicas (T_1 = constante y T_2 = constante) y una línea isobárica (P_0 = constante), en lugar de la trayectoria del proceso real, según se observa en la figura 12-16.

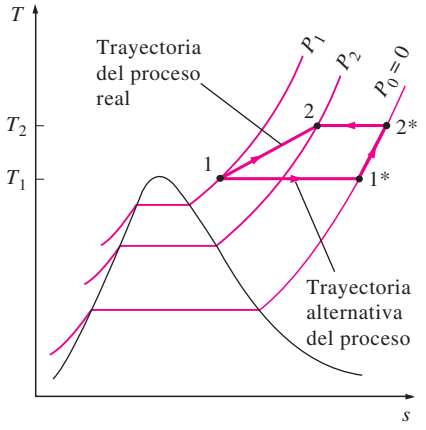


FIGURA 12-16
Una trayectoria alternativa del proceso para evaluar los cambios de entalpía de gases reales.

Aunque este enfoque aumenta el número de integraciones, también las simplifica, dado que ahora una propiedad permanece constante durante cada parte del proceso. La presión P_0 puede elegirse para que sea muy baja o cero, de manera que el gas se trata como un gas ideal durante el proceso de P_0 = constante. Utilizando un superíndice asterisco (*), para denotar un estado de gas ideal, es posible expresar el cambio de entalpía de un gas real durante el proceso 1-2 como

$$h_2 - h_1 = (h_2 - h_2^*) + (h_2^* - h_1^*) + (h_1^* - h_1) \qquad \textbf{(12-53)}$$

donde, a partir de la ecuación 12-36, se tiene

$$h_2 - h_2^* = 0 + \int_{P_2^*}^{P_2} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_2} dP = \int_{P_0}^{P_2} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_2} dP \qquad \textbf{(12-54)}$$

$$h_2^* - h_1^* = \int_{T_1}^{T_2} c_p\, dT + 0 = \int_{T_1}^{T_2} c_{p0}(T)\, dT \qquad \textbf{(12-55)}$$

$$h_1^* - h_1 = 0 + \int_{P_1}^{P_1^*} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_1} dP = -\int_{P_0}^{P_1} \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \right]_{T=T_1} dP \qquad \textbf{(12-56)}$$

La diferencia entre h y h^* recibe el nombre de **desviación de entalpía** y representa la variación de la entalpía de un gas con la presión a una temperatura fija. Para calcular la desviación de entalpía es necesario conocer el comportamiento *P-v-T* del gas. Si se carece de esa información, se debe usar la relación $Pv = ZRT$, donde Z es el factor de compresibilidad. Si se sustituye

$v = ZRT/P$ y se simplifica la ecuación 12-56, se puede escribir la desviación de entalpía a cualquier temperatura T y presión P como

$$(h^* - h)_T = -RT^2 \int_0^P \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \frac{dP}{P}$$

La ecuación anterior se generaliza expresándola en términos de las coordenadas reducidas, empleando $T = T_{cr}T_R$ y $P = P_{cr}P_R$. Luego de algunos arreglos, la desviación de entalpía se expresa en una forma no dimensionalizada como:

$$Z_h = \frac{(\bar{h}^* - \bar{h})_T}{R_u T_{cr}} = T_R^2 \int_0^{P_R} \left(\frac{\partial Z}{\partial T_R}\right)_{P_R} d(\ln P_R) \qquad \textbf{(12-57)}$$

donde Z_h es el **factor de desviación de entalpía**. La integral en la ecuación anterior se resuelve gráfica o numéricamente con datos de los diagramas de compresibilidad para diversos valores de P_R y T_R. Los valores de Z_h se representan en forma gráfica como función de P_R y T_R en la figura A-29. Esta última se denomina **gráfica de desviación de entalpía generalizada**, y se utiliza para determinar la desviación de la entalpía de un gas a una P y T dadas, a partir de la entalpía de un gas ideal a la misma T. Al remplazar h^* por h_{ideal}, con fines de claridad, la ecuación 12-53 para el cambio de entalpía de un gas durante un proceso 1-2 se reescribe como

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{ideal} - R_u T_{cr}(Z_{h_2} - Z_{h_1}) \qquad \textbf{(12-58)}$$

o

$$h_2 - h_1 = (h_2 - h_1)_{ideal} - RT_{cr}(Z_{h_2} - Z_{h_1}) \qquad \textbf{(12-59)}$$

donde los valores de Z_h se determinan de la gráfica de entalpía generalizada, y la ecuación $(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{ideal}$ se determina con base en las tablas de gas ideal. Observe que los primeros términos en el lado derecho son cero para un gas ideal.

Cambios de energía interna de gases ideales

El cambio en la energía interna de un gas real se determina relacionándolo como el cambio de entalpía mediante la definición $\bar{h} = \bar{u} + P\bar{v} = \bar{u} + ZR_uT$:

$$\bar{u}_2 - \bar{u}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1) - R_u(Z_2T_2 - Z_1T_1) \qquad \textbf{(12-60)}$$

Cambios de entropía de gases reales

El cambio en la entropía de un gas real se determina con un enfoque similar al usado antes para el cambio de entalpía. No obstante, existe cierta diferencia en la derivación, debido a la dependencia que mantiene la entropía del gas ideal respecto de la presión, así como de la temperatura.

La relación general para ds se expresó como (Ec. 12-41):

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p}{T} dT - \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP$$

donde P_1, T_1 y P_2, T_2 son las presiones y las temperaturas del gas en los estados iniciales y finales, respectivamente. El pensamiento que viene a la mente en este punto conduce a efectuar las integraciones en la ecuación anterior a lo largo, primero, de una línea con T_1 = constante hasta la presión cero; luego, a lo largo de la línea $P = 0$ hasta T_2, y por último, a lo largo de la línea con

T_2 = constante hasta P_2, como se hizo para el caso de la entalpía. Sin embargo, este enfoque no resulta adecuado para los cálculos de cambio de entropía, puesto que incluye el valor de la entropía a presión cero, que es infinito. Es posible evitar esta dificultad si se elige una trayectoria diferente (aunque más compleja) entre los dos estados, como se indica en la figura 12-17. Entonces el cambio de entropía se expresa como

$$s_2 - s_1 = (s_2 - s_b^*) + (s_b^* - s_2^*) + (s_2^* - s_1^*) + (s_1^* - s_a^*) + (s_a^* - s_1) \quad \textbf{(12-61)}$$

Los estados 1 y 1* son idénticos ($T_1 = T_1^*$ y $P_1 = P_1^*$), y lo mismo sucede con los estados 2 y 2*. Se supone que el gas se comporta como uno ideal en los estados imaginarios 1* y 2*, así como también en los estados entre los dos. Por lo tanto, el cambio de entropía durante el proceso 1* a 2* se determina a partir de las relaciones de cambio de entropía para gases ideales. Sin embargo, el cálculo del cambio de entropía entre un estado real y el correspondiente estado imaginario de gas ideal es más complejo y requiere el uso de gráficas de desviación de entropía generalizadas, como se explica a continuación.

Considere un gas a presión P y temperatura T. Para determinar qué tan diferente podría ser la entropía de este gas si fuera un gas ideal a la misma temperatura y presión, considere un proceso isotérmico del estado real P, T hasta la presión cero (o cercana a cero) y de regreso al estado imaginario de gas ideal P^*, T^* (denotado por el superíndice *), como se muestra en la figura 12-17. El cambio de entropía durante este proceso isotérmico puede expresarse como

$$\begin{aligned}(s_P - s_P^*)_T &= (s_P - s_0^*)_T + (s_0^* - s_P^*)_T \\ &= -\int_0^P \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP - \int_P^0 \left(\frac{\partial v^*}{\partial T}\right)_P dP\end{aligned}$$

donde $v = ZRT/P$ y $v^* = v_{\text{ideal}} = RT/P$. Efectuando las derivaciones y reacomodando se obtiene

$$(s_P - s_P^*)_T = \int_0^P \left[\frac{(1 - Z)R}{P} - \frac{RT}{P}\left(\frac{\partial Zr}{\partial T}\right)_P\right] dP$$

Si se sustituye $T = T_{\text{cr}}T_R$ y $P = P_{\text{cr}}P_R$ y reacomodando, la desviación de entropía puede expresarse en una forma no dimensionalizada como

$$Z_s = \frac{(\bar{s}^* - \bar{s})_{T,P}}{R_u} = \int_0^{P_R} \left[Z - 1 + T_R\left(\frac{\partial Z}{\partial T_R}\right)_{P_R}\right] d(\ln P_R) \quad \textbf{(12-62)}$$

La diferencia $(\bar{s}^* - \bar{s})_{T,P}$ se denomina **desviación de entropía** y Z_s es el **factor de desviación de entropía**. La integral en la ecuación anterior puede efectuarse con datos de las gráficas de compresibilidad. Los valores de Z_s se presentan en forma gráfica como una función de P_R y T_R en la figura A-30. Esta gráfica recibe el nombre de **gráfica de desviación de entropía generalizada**; se utiliza para determinar la desviación de la entropía de un gas a una P y T dadas de la entropía de un gas ideal a la misma P y T. Si se sustituye s^* por s_{ideal}, para mayor claridad, es posible reescribir la ecuación 12-61 para el cambio de entropía de un gas durante un proceso 1-2 como

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = (\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{ideal}} - R_u(Z_{s_2} - Z_{s_1}) \quad \textbf{(12-63)}$$

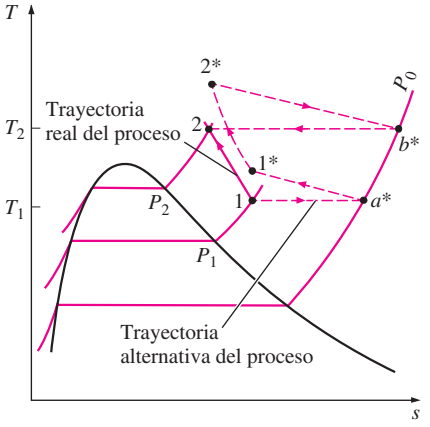


FIGURA 12-17
Una trayectoria alternativa del proceso para evaluar los cambios de entropía de gases reales durante el proceso 1-2.

o

$$s_2 - s_1 = (s_2 - s_1)_{\text{ideal}} - R(Z_{s_2} - Z_{s_1}) \qquad \textbf{(12-64)}$$

donde los valores de Z_s se determinan a partir de la gráfica de desviación de entropía generalizada, y el cambio de entropía $(s_2 - s_1)_{\text{ideal}}$ se determina a partir de las relaciones de gas ideal para el cambio de entropía. Observe que los primeros términos en el lado derecho son cero en el caso de un gas ideal.

EJEMPLO 12-11 Las Δh y Δs del oxígeno a presiones altas

Determine el cambio de entalpía y el cambio de entropía de oxígeno por unidad de mol cuando experimenta un cambio de estado de 220 K y 5 MPa a 300 K y 10 MPa. *a*) Suponga comportamiento de gas ideal y *b*) tomando en cuenta la desviación a partir del comportamiento de gas ideal.

Solución El oxígeno experimenta un proceso entre los dos estados específicos. Los cambios de entalpía y entropía se van a determinar suponiendo un comportamiento de gas ideal y tomando en cuenta la desviación en el comportamiento de gas ideal.

Análisis La temperatura y la presión críticas del oxígeno son $T_{cr} = 154.8$ K y $P_{cr} = 5.08$ MPa (tabla A-1), respectivamente. El oxígeno permanece por encima de su temperatura crítica; en consecuencia, está en la fase gaseosa pero su presión es bastante alta. De modo que el oxígeno se desviará del comportamiento de gas ideal y debe tratársele como un gas real.

a) Si se supone que el O_2 se va a comportar como un gas ideal, su entalpía dependerá sólo de la temperatura, y los valores de la entalpía en las temperaturas iniciales y finales pueden determinarse de la tabla de gas ideal del O_2 (tabla A-19) a las temperaturas especificadas:

$$\begin{aligned}(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{\text{ideal}} &= \bar{h}_{2,\text{ideal}} - \bar{h}_{1,\text{ideal}} \\ &= (8\,736 - 6\,404)\,\text{kJ/kmol} \\ &= \mathbf{2\,332\ kJ/kmol}\end{aligned}$$

La entropía depende tanto de la temperatura como de la presión, incluso en el caso de gases ideales. Bajo la suposición de gas ideal, el cambio de entropía del oxígeno se define a partir de

$$\begin{aligned}(\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{ideal}} &= \bar{s}_2^\circ - \bar{s}_1^\circ - R_u \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= (205.213 - 196.171)\,\text{kJ/kmol} \cdot \text{K} - (8.314\,\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \ln \frac{10\ \text{MPa}}{5\ \text{MPa}} \\ &= \mathbf{3.28\ kJ/kmol \cdot K}\end{aligned}$$

b) La desviación respecto del comportamiento de gas ideal puede tomarse en cuenta determinando las desviaciones de la entalpía y la entropía con base en las gráficas generalizadas en cada estado:

$$\left.\begin{aligned} T_{R_1} &= \frac{T_1}{T_{cr}} = \frac{220\ \text{K}}{154.8\ \text{K}} = 1.42 \\ P_{R_1} &= \frac{P_1}{P_{cr}} = \frac{5\ \text{MPa}}{5.08\ \text{MPa}} = 0.98 \end{aligned}\right\} Z_{h_1} = 0.53,\ Z_{s_1} = 0.25$$

y

$$\left.\begin{aligned} T_{R_2} &= \frac{T_2}{T_{cr}} = \frac{300\ \text{K}}{154.8\ \text{K}} = 1.94 \\ P_{R_2} &= \frac{P_2}{P_{cr}} = \frac{10\ \text{MPa}}{5.08\ \text{MPa}} = 1.97 \end{aligned}\right\} Z_{h_2} = 0.48,\ Z_{s_2} = 0.20$$

Entonces, los cambios de entalpía y entropía del oxígeno durante este proceso se determinan sustituyendo los valores anteriores en las ecuaciones 12-58 y 12-63,

$$\begin{aligned} \bar{h}_2 - \bar{h}_1 &= (\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{\text{ideal}} - R_u T_{cr}(Z_{h_2} - Z_{h_1}) \\ &= 2\,332\ \text{kJ/kmol} - (8.314\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K})[154.8\ \text{K}(0.48 - 0.53)] \\ &= \mathbf{2\,396\ kJ/kmol} \end{aligned}$$

y

$$\begin{aligned} \bar{s}_2 - \bar{s}_1 &= (\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{ideal}} - R_u(Z_{s_2} - Z_{s_1}) \\ &= 3.28\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K} - (8.314\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K})(0.20 - 0.25) \\ &= \mathbf{3.70\ kJ/kmol \cdot K} \end{aligned}$$

Discusión Note que la suposición de gas ideal subestimaría el cambio de entalpía del oxígeno en 2.7%, y el de entropía en 11.4%.

RESUMEN

Algunas propiedades termodinámicas se miden de modo directo, pero muchas otras no. Por ello, es necesario desarrollar algunas relaciones entre estos dos grupos a manera de que puedan evaluarse las propiedades que no sean factibles de medición directa. Las deducciones se basan en el hecho de que las propiedades son funciones de punto, en tanto que el estado de un sistema compresible simple queda especificado por completo por cualquiera de las dos propiedades intensivas independientes.

Las ecuaciones que relacionan entre sí las derivadas parciales de las propiedades P, v, T, y s de una sustancia simple compresible, reciben el nombre de *relaciones de Maxwell*. Se obtienen a partir de las *cuatro ecuaciones de Gibbs*, expresadas como

$$\begin{aligned} du &= T\,ds - P\,dv \\ dh &= T\,ds + v\,dP \\ da &= -s\,dT - P\,dv \\ dg &= -s\,dT + v\,dP \end{aligned}$$

Las *relaciones de Maxwell* son

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_s &= -\left(\frac{\partial P}{\partial s}\right)_v \\ \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_s &= \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_P \\ \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T &= \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \\ \left(\frac{\partial s}{\partial P}\right)_T &= -\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \end{aligned}$$

La *ecuación de Clapeyron* permite determinar el cambio de entalpía asociado con un cambio de fase a partir del conocimiento sólo de datos para P, v y T. Se expresa como

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{\text{sat}} = \frac{h_{fg}}{T v_{fg}}$$

En procesos de cambio de fase líquido-vapor y sólido-vapor a presiones bajas, puede aproximarse como

$$\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{sat}} \cong \frac{h_{fg}}{R}\left(\frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2}\right)_{\text{sat}}$$

Los cambios en la energía interna, la entalpía y la entropía de una sustancia simple compresible se expresan en términos únicamente de la presión, el volumen específico, la temperatura y los calores específicos como

$$du = c_v\,dT + \left[T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v - P\right]dv$$

$$dh = c_p\,dT + \left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right]dP$$

$$ds = \frac{c_v}{T}\,dT + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v dv$$

o

$$ds = \frac{c_p}{T}\,dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P dP$$

Para calores específicos, existen las siguientes relaciones generales:

$$\left(\frac{\partial c_v}{\partial v}\right)_T = T\left(\frac{\partial^2 P}{\partial T^2}\right)_v$$

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial P}\right)_T = -T\left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P$$

$$c_{p,T} - c_{p0,T} = -T\int_0^P \left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P dP$$

$$c_p - c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T$$

$$c_p - c_v = \frac{vT\beta^2}{\alpha}$$

donde β es la *dilatación volumétrica* y α es la *compresibilidad isotérmica*, definidas como

$$\beta = \frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \quad \text{y} \quad \alpha = -\frac{1}{v}\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T$$

La diferencia $c_p - c_v$ es igual a R para gases ideales y cero para sustancias incompresibles.

El comportamiento de la temperatura de un fluido durante un proceso de estrangulamiento (h = constante) se describe mediante el *coeficiente Joule-Thomson*, que se define como

$$\mu_{\text{JT}} = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h$$

El coeficiente Joule-Thomson es una medida del cambio en la temperatura de una sustancia con presión durante un proceso a entalpía constante, y puede expresarse también como

$$\mu_{\text{JT}} = -\frac{1}{c_p}\left[v - T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P\right]$$

Los cambios de entalpía, de energía interna y entropía de gases reales pueden ser determinados con precisión utilizando *gráficas de desviación de entalpía* o *entropía generalizadas,* para tomar en cuenta la desviación respecto del comportamiento de gas ideal mediante las siguientes relaciones:

$$\bar{h}_2 - \bar{h}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{\text{ideal}} - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h_2} - Z_{h_1})$$

$$\bar{u}_2 - \bar{u}_1 = (\bar{h}_2 - \bar{h}_1) - R_u(Z_2 T_2 - Z_1 T_1)$$

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = (\bar{s}_2 - \bar{s}_1)_{\text{ideal}} - R_u(Z_{s_2} - Z_{s_1})$$

donde los valores de Z_h y Z_s se definen a partir de las gráficas generalizadas.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. G. J. Van Wylen y R. E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics,* 3a. edición, Wiley & Sons, Nueva York, 1985.

2. K. Wark y D. E. Richards, *Thermodynamics,* 6a. edición, McGraw-Hill, Nueva York, 1999.

PROBLEMAS*

Derivadas parciales y relaciones asociadas

12-1C Considere la función $z(x, y)$. Grafique una superficie diferencial en coordenadas x-y-z e indique ∂x, dx, ∂y, dy, $(\partial z)_x$, $(\partial z)_y$ y dz.

12-2C ¿En qué se distinguen las derivadas parciales y las derivadas ordinarias?

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan el sistema SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono de CD-EES se resuelven por medio del software EES, mientras que las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES anexo.

12-3C Considere la función $z(x, y)$, sus derivadas parciales $(\partial z/\partial x)_y$ y $(\partial z/\partial y)_x$ y la derivada total dz/dx.

a) ¿Cómo se comparan las magnitudes de $(\partial x)_y$ y dx?

b) ¿Cómo se comparan las magnitudes de $(\partial z)_y$ y dz?

c) ¿Hay alguna relación entre dz, $(\partial z)_x$ y $(\partial z)_y$?

12-4C Considere una función $z(x, y)$ y su derivada parcial $(\partial z/\partial y)_x$. ¿Bajo qué condiciones la derivada parcial es igual a la derivada total dz/dy?

12-5C Considere una función $z(x, y)$ y su derivada parcial $(\partial z/\partial y)_x$. Si esta derivada parcial es igual a cero para todos los valores de x, ¿qué indica esto?

12-6C Considere una función $z(x, y)$ y su derivada parcial $(\partial z/\partial y)_x$. ¿Esta derivada parcial sigue siendo una función de x?

12-7C Considere una función $f(x)$ y su derivada df/dx. ¿Esta derivada puede determinarse al evaluar dx/df y tomando su inversa?

12-8 Considere aire a 400 K y 0.90 m^3/kg. Utilice la ecuación 12-3 y determine el cambio en la presión correspondiente a un aumento de *a*) 1 % en temperatura a volumen específico constante, *b*) 1% en el volumen específico a temperatura constante y *c*) 1 % tanto en la temperatura como en el volumen específico.

12-9 Repita el problema 12-8 para el helio.

12-10 Demuestre que para un gas ideal *a*) las líneas de P = constante en un diagrama T-v son líneas rectas y *b*) las líneas de alta presión están más inclinadas que las de baja presión.

12-11 Obtenga una relación para la pendiente de las líneas v = constante en un diagrama T-P para un gas que obedece la ecuación de estado de Van der Waals. *Respuesta:* $(v - b)/R$

12-12 El gas nitrógeno a 400 K y 300 kPa se comporta como un gas ideal. Estime el c_p y c_v del nitrógeno en este estado, con datos de entalpía y de energía interna de la tabla A-18 y compárelos con los valores de la tabla A-2*b*.

12-13E El gas nitrógeno a 600 R y 30 psia se comporta como un gas ideal. Estime c_p y c_v del nitrógeno en este estado, utilice datos de entalpía y de energía interna de la tabla A-18E, y compárelos con los valores de la tabla A-2E*b*.
Respuestas: 0.249 Btu/lbm · R, 0.178 Btu/lbm · R

12-14 Considere un gas ideal a 400 K y 100 kPa. Como consecuencia de cierta perturbación, las condiciones del gas cambian a 404 K y 96 kPa. Estime el cambio en el volumen específico del gas como un resultado de esta perturbación utilizando *a*) la ecuación 12-3 y *b*) la relación de gas ideal en cada estado.

12-15 Utilizando la ecuación de estado $P(v - a) = RT$, verifique *a*) la relación cíclica y *b*) la relación de reciprocidad con v constante.

Relaciones de Maxwell

12-16 Verifique la validez de la última relación de Maxwell (Ec. 12-19) para el refrigerante 134a a 80°C y 1.2 MPa.

12-17 Reconsidere el problema 12-16. Usando el software EES (u otro), verifique la validez de la última relación de Maxwell para el refrigerante 134a en el estado especificado.

12-18E Verifique la validez de la última relación de Maxwell (Ec. 12-19) para vapor a 800°F y 400 psia.

12-19 Recurriendo al cálculo de relaciones de Maxwell, determine una relación para $(\partial s/\partial P)_T$ para un gas cuya ecuación de estado es $P(v - b) = RT$. *Respuesta:* $-R/P$

12-20 Utilice relaciones de Maxwell para determinar una relación para $(\partial s/\partial v)_T$ para un gas cuya ecuación de estado es $(P - a/v^2)(v - b) = RT$.

12-21 Utilice relaciones de Maxwell y la ecuación de estado de gas ideal, y determine una relación para $(\partial s/\partial v)_T$ relativa a un gas ideal. *Respuesta:* R/v

La ecuación de Clapeyron

12-22C ¿Cuál es el valor de la ecuación de Clapeyron en termodinámica?

12-23C ¿Acaso la ecuación de Clapeyron incluye algunas aproximaciones, o es exacta?

12-24C ¿Qué aproximaciones se incluyen en la ecuación de Clapeyron-Clausius?

12-25 Con la ecuación de Clapeyron estime la entalpía de evaporación del refrigerante 134a a 40°C y compárela con el valor tabulado.

12-26 Reconsidere el problema 12-25. Usando el software EES (u otro), grafique la entalpía de vaporización del refrigerante 134a como función de la temperatura sobre el rango de temperaturas de −20 hasta 80°C, mediante el uso de la ecuación de Clapeyron y los datos del refrigerante 134a en el programa EES. Discuta sus resultados.

12-27 Con la ecuación de Clapeyron estime la entalpía de evaporación de vapor a 300 kPa y compárela con el valor tabulado.

12-28 Calcule los valores de h_{fg} y s_{fg} de vapor a 120°C con la ecuación de Clapeyron y compárelos con los valores tabulados.

12-29E Determine el h_{fg} de refrigerante 134a a 50°F con base en *a*) la ecuación de Clapeyron y *b*) la ecuación de Clapeyron-Clausius. Compare sus resultados con los valores tabulados de h_{fg}.

12-30 Grafique la entalpía de evaporación del vapor como una función de la temperatura sobre el rango de 10 a 200°C, usando la ecuación de Clapeyron y los datos de vapor en el software EES.

12-31 Utilizando la ecuación de Clapeyron-Clausius y los datos del punto triple del agua, calcule la presión de sublimación del agua a −30°C y compare el valor en la tabla A-8.

Relaciones generales para *du*, *dh*, *ds*, c_v y c_p

12-32C ¿La variación de calor específico c_p con la presión a una temperatura dada puede determinarse a partir del conocimiento exclusivo de datos P-v-T?

12-33 Demuestre que la entalpía de un gas ideal es función sólo de la temperatura, y que para una sustancia incompresible depende también de la presión.

12-34 Obtenga expresiones para *a*) Δu, *b*) Δh, y *c*) Δs para un gas que obedece la ecuación de estado de Van der Waals en un proceso isotérmico.

12-35 Obtenga expresiones para *a*) Δu, *b*) Δh, y *c*) Δs para un gas cuya ecuación de estado es $P(v - a) = RT$ para un proceso isotérmico.
Respuestas: a) 0, *b*) $a(P_2 - P_1)$, *c*) $-R \ln (P_2/P_1)$

12-36 Obtenga expresiones para $(\partial u/\partial P)_T$ y $(\partial h/\partial v)_T$ en términos únicamente de P, v y T.

12-37 Obtenga una expresión para la diferencia de calores específicos $c_p - c_v$ para *a*) un gas ideal, *b*) un gas Van der Waals y *c*) una sustancia incompresible.

12-38 Calcule la diferencia de calores específicos $c_p - c_v$ para agua líquida a 15 MPa y 80°C. *Respuesta:* 0.32 kJ/kg · K

12-39E Estime la diferencia de calores específicos $c_p - c_v$ para agua líquida a 1 000 psia y 150°F.
Respuesta: 0.057 Btu/lbm · R

12-40 Obtenga una relación para la expansibilidad volumétrica β y la compresibilidad isotérmica α *a*) para un gas ideal, y *b*) para un gas cuya ecuación de estado es $P(v - a) = RT$.

12-41 Estime la dilatación volumétrica β y la compresibilidad isotérmica α del refrigerante 134a a 200 kPa y 30°C.

Coeficiente Joule-Thomson

12-42C ¿Qué representa el coeficiente Joule-Thomson?

12-43C Describa la línea de inversión y la máxima temperatura de inversión.

12-44C La presión de un fluido siempre disminuye durante un proceso de estrangulamiento adiabático. ¿Será éste también el caso para la temperatura?

12-45C ¿El coeficiente Joule-Thomson de una sustancia cambia con la temperatura a una presión fija?

12-46C ¿Acaso cambiará la temperatura del helio si se estrangula adiabáticamente de 300 K y 600 kPa a 150 kPa?

12-47 Considere un gas cuya ecuación de estado es $P(v - a) = RT$, donde a es una constante positiva. ¿Es posible enfriar este gas mediante estrangulamiento?

12-48 Obtenga una relación para el coeficiente Joule-Thomson y la temperatura de inversión para un gas cuya ecuación de estado es $(P + a/v^2)v = RT$.

12-49 Estime el coeficiente Joule-Thomson de vapor a *a*) 3 MPa y 300°C y *b*) 6 MPa y 500°C.

12-50E Estime el coeficiente Joule-Thomson de nitrógeno a *a*) 200 psia y 500 R, y *b*) 2 000 psia y 400 R. Utilice las propiedades del nitrógeno a partir de información del EES u otra fuente.

12-51E Reconsidere el problema 12-50E. Usando el software EES (u otro), grafique el coeficiente Joule-Thomson para el nitrógeno sobre el rango de presión 100 a 1 500 psia en los valores de entalpía 100, 175 y 225 Btu/lbm. Analice los resultados.

12-52 Estime el coeficiente Joule-Thomson del refrigerante 134a a 0.7 MPa y 50°C.

12-53 Se estrangula vapor ligeramente desde 1 MPa y 300°C. La temperatura del vapor ¿aumentará, disminuirá o permanecerá igual durante este proceso?

Las *dh*, *du* y *ds* de gases reales

12-54C ¿Qué es la desviación de entalpía?

12-55C En la gráfica de desviación de entalpía normalizada, el valor de la desviación de entalpía normalmente parece acercarse a cero cuando la presión reducida P_R tiende a cero. ¿Cómo se explica este comportamiento?

12-56C ¿Por qué se prepara la gráfica de desviación de entalpía generalizada utilizando P_R y T_R, como los parámetros en lugar de P y T?

12-57 Determine la entalpía de nitrógeno, en kJ/kg, a 175 K y 8 MPa con *a*) datos de la tabla de gas ideal nitrógeno y *b*) la gráfica de desviación de entalpía generalizada. Compare sus resultados con el valor real de 125.5 kJ/kg.
Respuestas: a) 181.5 kJ/kg, *b*) 121.6 kJ/kg

12-58E Determine la entalpía de nitrógeno, en Btu/lbm, a 400 R y 2 000 psia con *a*) datos de la tabla de gas ideal nitrógeno y *b*) la gráfica de desviación de entalpía generalizada. Compare sus resultados con el valor real de 177.8 Btu/lbm.

12-59 ¿Cuál es el error implicado en *a*) la entalpía y *b*) la energía interna de CO_2 a 350 K y 10 MPa si se considera como un gas ideal? *Respuestas: a*) 50%, *b*) 49%

12-60 Determine el cambio de entalpía y el cambio de entropía de nitrógeno por unidad de mol cuando se somete a un cambio de estado de 225 K y 6 MPa a 320 K y 12 MPa, *a*) suponga un comportamiento de gas ideal y *b*) tome en cuenta la desviación respecto del comportamiento de gas ideal mediante el uso de gráficas generalizadas.

12-61 Determine el cambio de entalpía y el cambio de entropía de CO_2 por unidad de masa cuando se somete a un cambio de estado de 250 K y 7 MPa a 280 K y 12 MPa, *a*) suponga un comportamiento de gas ideal y *b*) tome en cuenta la desviación respecto del comportamiento de gas ideal.

12-62 Se comprime metano de modo adiabático por medio de un compresor de flujo estable de 2 MPa y −10°C a 10 MPa y 110°C, a una tasa de 0.55 kg/s. Utilice las gráficas generalizadas y determine la entrada de potencia requerida al compresor. *Respuesta:* 133 kW

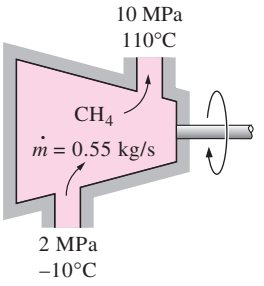


FIGURA P12-62

12-63 Mediante un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime propano isotérmicamente de 100°C y 1 MPa a 4 MPa. Con las gráficas generalizadas determine el trabajo efectuado y la transferencia de calor por unidad de masa del propano.

12-64 Reconsidere el problema 12-63. Usando el software EES (u otro), extrapole el problema para comparar las soluciones con base en la suposición de un gas ideal, datos de una gráfica generalizada y datos de fluido real. También extrapole la solución para metano.

12-65E Mediante un dispositivo de cilindro-émbolo se comprime propano isotérmicamente de 200°F y 200 psia a 800 psia. Utilice las gráficas generalizadas y determine el trabajo efectuado y la transferencia de calor por unidad de masa del propano. *Respuestas:* 45.3 Btu/lbm, 141 Btu/lbm

12-66 Determine la destrucción de exergía asociada con el proceso descrito en el problema 12-63. Suponga $T_0 = 30°C$.

12-67 En una tobera adiabática a 8 MPa y 450 K entra dióxido de carbono con una velocidad lenta y sale a 2 MPa y 350 K. Utilice la gráfica de desviación de entalpía generalizada, y determine la velocidad de salida del dióxido de carbono.
Respuesta: 384 m/s

12-68 Reconsidere el problema 12-67. Usando el software EES (u otro), compare la velocidad de salida en la tobera suponiendo un comportamiento de gas ideal, los datos de una gráfica generalizada y los datos del EES para el dióxido de carbono.

12-69 Un recipiente rígido de 0.08 m^3 está perfectamente aislado y contiene oxígeno a 220 K y 10 MPa. Una hélice ubicada en el recipiente se activa y la temperatura del oxígeno aumenta a 250 K. Con las gráficas generalizadas determine *a*) la presión final en el recipiente y *b*) el trabajo efectuado por la hélice durante este proceso. *Respuestas: a)* 12 190 kPa, *b)* 393 kJ

12-70 Un recipiente de volumen constante contiene dióxido de carbono y se calienta de 100°C y 1 MPa a 8 MPa. Determine la transferencia de calor y el cambio de entropía por unidad de masa del dióxido de carbono utilizando *a*) la suposición de gas ideal, *b*) las gráficas generalizadas, y *c*) los datos de fluido real del EES u otras fuentes.

Problemas de repaso

12-71 Para $\beta \geq 0$, pruebe que en todo punto de una región de una sola fase de un diagrama *h-s,* la pendiente de la línea de presión constante (P = constante) es más grande que la pendiente de la línea a temperatura constante (T = constante), pero menor que la pendiente de una línea a volumen constante (v = constante).

12-72 Con la relación cíclica y la primera relación de Maxwell, obtenga las otras tres relaciones de Maxwell.

12-73 Empiece con la relación $dh = T\,ds + v\,dP$, y muestre que la pendiente de una línea de presión constante sobre un diagrama *h-s a*) es constante en la región de saturación, y *b*) que aumenta con la temperatura en la región de sobrecalentamiento.

12-74 Obtenga relaciones para *a*) Δu, *b*) Δh y *c*) Δs de un gas que obedece la ecuación de estado $(P + a/v^2)v = RT$ en un proceso isotérmico.

12-75 Demuestre que

$$c_v = -T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_s\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \quad \text{y} \quad c_p = T\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_s\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P$$

12-76 Calcule el c_p de nitrógeno a 300 kPa y 400 K utilizando *a*) la relación en el problema anterior y *b*) su definición. Compare sus resultados con el valor indicado en la tabla A-2*b*.

12-77 Se estrangula vapor de 4.5 MPa y 300°C hasta 2.5 MPa. Estime el cambio de temperatura del vapor durante este proceso y el coeficiente Joule-Thomson promedio.
Respuestas: −26.3°C, 13.1°C/MPa

12-78 Un recipiente rígido contiene 1.2 m^3 de argón a −100°C y 1 MPa. Después se transfiere calor al argón hasta que la temperatura en el recipiente asciende a 0°C. Con las gráficas generalizadas, determine *a*) la masa del argón en el recipiente, *b*) la presión final y *c*) la transferencia de calor. *Respuestas: a)* 35.1 kg, *b)* 1 531 kPa, *c)* 1 251 kJ

12-79 En una turbina entra gas argón a 7 MPa y 600 K con una velocidad de 100 m/s y sale a 1 MPa y 280 K con una velocidad de 150 m/s y una tasa de 5 kg/s. El calor se libera hacia los alrededores a 25°C a una tasa de 60 kW. Utilice las gráficas generalizadas y determine *a*) la salida de potencia de la turbina y *b*) la destrucción de exergía asociada con el proceso.

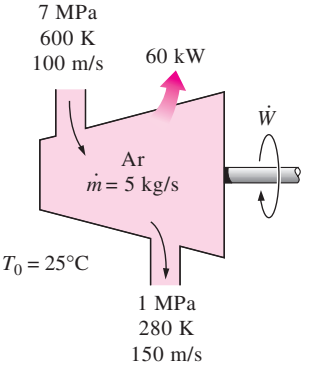


FIGURA P12-79

12-80 Reconsidere el problema 12-79. Usando el software EES (u otro), resuelva el problema suponiendo que el fluido de trabajo es vapor, haciendo uso del método de la gráfica generalizada y datos del EES para el vapor. Grafique la potencia de salida y la tasa de destrucción de exergía para estos dos métodos de cálculo, contra la presión de salida de la turbina conforme ésta varía sobre el rango de 0.1 a 1 MPa cuando la temperatura de salida de la turbina es de 455 K.

12-81E En una turbina entra gas argón a 1 000 psia y 1 000 R con una velocidad de 300 pies/s y sale a 150 psia y 500 R, con una velocidad de 450 pies/s y a una tasa de 12 lbm/s. El calor se libera hacia los alrededores a 75°F a una tasa de 80 Btu/s. Utilice las gráficas generalizadas y determine *a*) la salida de potencia de la turbina y *b*) la destrucción de exergía asociada con el proceso. *Respuestas: a*) 922 hp, *b*) 121.5 Btu/s

12-82 Un recipiente de almacenamiento adiabático de 0.2 m^3 que al inicio está vacío se conecta a una línea de suministro que conduce nitrógeno a 225 K y 10 MPa. Se abre una válvula y el nitrógeno fluye hacia el interior del recipiente desde la línea de suministro. La válvula se cierra cuando la presión en el recipiente alcanza 10 MPa. Determine la temperatura final en el recipiente *a*) tratando el nitrógeno como un gas ideal y *b*) utilizando gráficas generalizadas. Compare sus resultados con el valor real de 293 K.

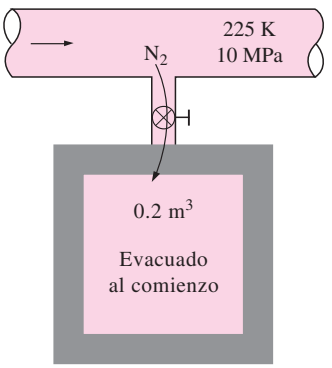


FIGURA P12-82

12-83 En una sustancia pura, simple y homogénea (de una sola fase), la temperatura y la presión son propiedades independientes, y ninguna propiedad puede expresarse con una función de las dos anteriores. Considere $v = v(P, T)$, demuestre que el cambio en el volumen específico puede expresarse en términos de la dilatación volumétrica β y de la compresibilidad isotérmica α como

$$\frac{dv}{v} = \beta\, dT - \alpha\, dP$$

Además, suponga valores promedio constantes para β y α, y obtenga una relación para la relación de los volúmenes específicos v_2/v_1 cuando un sistema homogéneo se somete a un proceso del estado 1 al estado 2.

12-84 Repita el problema 12-83 para un proceso isobárico.

12-85 La dilatación volumétrica del agua a 20°C es $\beta = 0.207 \times 10^{-6}\ K^{-1}$. Considerando este valor como una constante, determine el cambio en el volumen de 1 m^3 de agua cuando se calienta de 10°C a 30°C a presión constante.

12-86 Los valores de la dilatación volumétrica β del cobre a 300 K y 500 K son $49.2 \times 10^{-6}\ K^{-1}$ y $54.2 \times 10^{-6}\ K^{-1}$, para cada uno, y β varía casi linealmente en este intervalo de temperatura. Determine el cambio porcentual en el volumen de un bloque de cobre cuando se calienta de 300 K a 500 K a presión atmosférica.

12-87 Empiece con $\mu_{JT} = (1/c_p)\,[T(\partial v/\partial T)_p - v]$ y considere que $Pv = ZRT$, donde $Z = Z(P, T)$ es el factor de compresibilidad, y demuestre que la posición de curva de inversión del coeficiente Joule-Thomson sobre el plano *T-P* está dado por la ecuación $(\partial Z/\partial T)_P = 0$.

12-88 Considere un proceso de expansión o compresión adiabático reversible infinitesimal. Tome $s = s(P, v)$ y utilizando relaciones de Maxwell demuestre que en este proceso Pv^k = constante, donde k es el *exponente de expansión isentrópica* definido como

$$k = \frac{v}{P}\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_s$$

Demuestre también que el exponente de expansión isentrópica k se reduce a la relación de calores específicos c_p/c_v para un gas ideal.

12-89 El refrigerante 134a experimenta un proceso isotérmico a 60°C de 3 a 0.1 MPa en un sistema cerrado. Determine el trabajo realizado por el refrigerante 134a usando los datos tabulados (EES) y las gráficas generalizadas, en kJ/kg.

12-90 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene metano y se calienta a presión constante de 4 MPa de 100 a 350°C. Determine la transferencia de calor, el trabajo y el cambio de entropía por unidad de masa del metano utilizando *a*) la suposición de gas ideal, *b*) las gráficas generalizadas, y *c*) los datos de fluidos reales del EES u otras fuentes.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FI)

12-91 Una sustancia cuyo coeficiente Joule-Thomson es negativo se estrangula a una presión inferior. Durante este proceso (elija el enunciado correcto)

a) la temperatura de la sustancia aumentará.

b) la temperatura de la sustancia disminuirá.

c) la entropía de la sustancia permanecerá constante.

d) la entropía de la sustancia disminuirá.

e) la entalpía de la sustancia disminuirá.

12-92 Considere la curva de saturación líquido-vapor de una sustancia pura sobre el diagrama *P-T*. La magnitud de la pendiente de la línea tangente a esta curva a una temperatura T (en grados Kelvin) es

a) proporcional a la entalpía de evaporación h_{fg} a dicha temperatura.
b) proporcional a la temperatura T.
c) proporcional al cuadrado de la temperatura T.
d) proporcional al cambio de volumen v_{fg} a dicha temperatura.
e) inversamente proporcional al cambio de entropía s_{fg} a dicha temperatura.

12-93 Con base en las gráficas generalizadas, el error involucrado en la entalpía de CO_2 a 350 K y 8 MPa, si se supone que es un gas ideal, es

a) 0 *b*) 20% *c*) 35% *d*) 26% *e*) 65%

12-94 Con base en los datos de las tablas del refrigerante 134a, el coeficiente Joule-Thomson del refrigerante 134a a 0.8 MPa y 100°C es aproximadamente

a) 0 *b*) −5°C/MPa *c*) 11°C/MPa
d) 8°C/MPa *e*) 26°C/MPa

12-95 Para un gas cuya ecuación de estado es $P(v - b) = RT$, la diferencia de calor específico $c_p - c_v$ es igual a

a) R *b*) $R - b$ *c*) $R + b$ *d*) 0 *e*) $R(1 + v/b)$

Problemas de diseño y ensayo

12-96 Considere la función $z = z(x, y)$. Escriba un ensayo acerca de la interpretación física de la derivada ordinaria dz/dx y la derivada parcial $(\partial z/\partial x)_y$. Explique cómo estas dos derivadas se relacionan entre sí y cuándo se vuelven equivalentes.

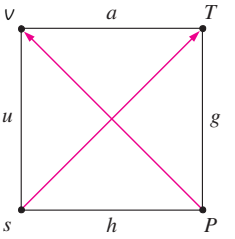


FIGURA P12-97

12-97 Se han realizado varios intentos por representar geométricamente las relaciones termodinámicas, las más conocidas están en el cuadrado termodinámico de Koenig mostradas en la figura. Hay una manera sistemática de obtener las cuatro relaciones de Maxwell así como las cuatro relaciones para du, dh, dg, y da de esta figura. Comparando estas relaciones con el diagrama de Koenig, proponga las reglas para obtener estas ocho relaciones termodinámicas de este diagrama.

12-98 Se han hecho varios esfuerzos para expresar las derivadas parciales de las propiedades termodinámicas más comunes de una manera compacta y sistemática en términos de las propiedades medibles. El trabajo de P. W. Bridgman es quizás el más fructífero de todos, y produjo la tabla de Bridgman muy conocida. Las 28 entradas en esa tabla son suficientes para expresar las derivadas parciales de las ocho propiedades comunes P, T, v, s, u, h, f y g en términos de las seis propiedades P, v, T, c_p, β y α, que pueden medirse directa o indirectamente con facilidad relativa. Obtenga una copia de la tabla de Bridgman y explique, con ejemplos, cómo se usa.

Capítulo 13

MEZCLAS DE GASES

Hasta aquí, el estudio se ha limitado a sistemas termodinámicos que incluyen una sola sustancia pura como el agua. Sin embargo, muchas aplicaciones termodinámicas importantes implican *mezclas* de varias sustancias puras en vez de una sola. Por consiguiente, es importante desarrollar una comprensión de las mezclas y aprender cómo manejarlas.

En este capítulo se trabaja con mezclas de gases no reactivas. Una mezcla de gas no reactiva puede tratarse como una sustancia pura porque casi siempre es una mezcla homogénea de diferentes gases. Por supuesto, las propiedades de una mezcla de gases dependen de las propiedades de los gases individuales (llamados *componentes* o *constituyentes*), así como de la cantidad de gas en cada mezcla. En consecuencia, es posible elaborar tablas de propiedades para mezclas. Esto se ha hecho para mezclas comunes, como el aire. No obstante, resulta impráctico preparar tablas de propiedades para cada mezcla que pueda concebirse, puesto que el número de composiciones posibles es interminable. Por lo tanto, es necesario desarrollar reglas para determinar propiedades de mezclas a partir del conocimiento de la composición de la mezcla y de las propiedades de los componentes individuales. Esto se efectúa, primero, para mezclas de gases ideales, y después, para mezclas de gases reales. Los principios básicos involucrados se aplican también a mezclas líquidas o sólidas, llamadas *soluciones*.

Objetivos

En el capítulo 13, los objetivos son:

- Desarrollar reglas para determinar las propiedades de una mezcla de gases no reactivas a partir del conocimiento de la composición de la mezcla y de las propiedades de los componentes individuales.
- Definir las cantidades que se utilizan para describir la composición de una mezcla, tales como la fracción de masa, la fracción molar y la fracción volumétrica.
- Aplicar las reglas para determinar las propiedades de las mezclas a mezclas de gases ideales y mezclas de gases reales.
- Predecir el comportamiento *P-v-T* de las mezclas de gas con base en la ley de presiones aditivas de Dalton y en la de volúmenes aditivos de Amagat.
- Llevar a cabo el análisis de energía y de exergía en procesos de mezclado.

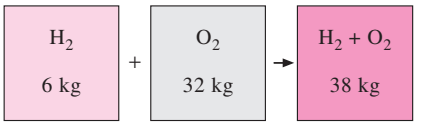


FIGURA 13-1
La masa de una mezcla es igual a la suma de las masas de sus componentes.

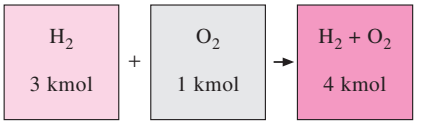


FIGURA 13-2
El número de moles de una mezcla no reactiva es igual a la suma del número de moles de sus componentes.

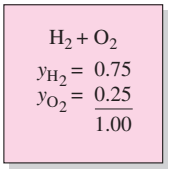


FIGURA 13-3
La suma de las fracciones molares de una mezcla es igual a 1.

13-1 ▪ COMPOSICIÓN DE UNA MEZCLA DE GASES: FRACCIONES MOLARES Y DE MASA

Para determinar las propiedades de una mezcla es necesario conocer la *composición* de la mezcla, así como las propiedades de los componentes individuales. Hay dos maneras de describir la composición de una mezcla: ya sea mediante la especificación del número de moles de cada componente, método que recibe el nombre de **análisis molar**, o mediante la especificación de la masa de cada componente, denominado **análisis gravimétrico**.

Considere una mezcla de gas compuesta de k componentes. La masa de la mezcla m_m es la suma de las masas de los componentes individuales, y el número de moles de la mezcla N_m es la suma del número de moles de los componentes individuales* (Figs. 13-1 y 13-2). Esto es

$$m_m = \sum_{i=1}^{k} m_i \quad \text{y} \quad N_m = \sum_{i=1}^{k} N_i \qquad \textbf{(13-1}a, b\textbf{)}$$

La relación entre la masa de un componente y la masa de la mezcla se conoce como **fracción de masa** (o másica) (fm), y la relación entre el número de moles de un componente y el número de moles de la mezcla se denomina **fracción molar** (o mol) y:

$$\text{fm}_i = \frac{m_i}{m_m} \quad \text{y} \quad y_i = \frac{N_i}{N_m} \qquad \textbf{(13-2}a, b\textbf{)}$$

Si se divide la ecuación 13-1a entre m_m o la ecuación 13-1b entre N_m se puede demostrar fácilmente que la suma de las fracciones masa o de las fracciones molares para una mezcla es igual a 1 (Fig. 13-3):

$$\sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i = 1 \quad \text{y} \quad \sum_{i=1}^{k} y_i = 1$$

La masa de una sustancia puede expresarse en términos del número de moles N y la masa molar M de la sustancia como $m = NM$. Entonces, la **masa molar aparente** (o **promedio**) y la **constante de gas** de una mezcla se expresa como

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{\sum m_i}{N_m} = \frac{\sum N_i M_i}{N_m} = \sum_{i=1}^{k} y_i M_i \quad \text{y} \quad R_m = \frac{R_u}{M_m} \qquad \textbf{(13-3}a, b\textbf{)}$$

La masa molar de una mezcla también se puede expresar como

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{m_m}{\sum m_i/M_i} = \frac{1}{\sum m_i/(m_m M_i)} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k} \dfrac{\text{fm}_i}{M_i}} \qquad \textbf{(13-4)}$$

Las fracciones de masa y molar de una mezcla están relacionadas por medio de

$$\text{mf}_i = \frac{m_i}{m_m} = \frac{N_i M_i}{N_m M_m} = y_i \frac{M_i}{M_m} \qquad \textbf{(13-5)}$$

*En todo este capítulo, el subíndice m denota la mezcla de gases y el subíndice i, cualquier componente individual de la mezcla.

EJEMPLO 13-1 Fracciones molar y de masa de una mezcla de gases

Considere una mezcla de gases que se compone de 3 kg de O_2, 5 kg de N_2 y 12 kg de CH_4, como se indica en la figura 13-4. Determine *a*) la fracción masa de cada componente, *b*) la fracción molar de cada componente y *c*) la masa molar promedio y la constante de gas de la mezcla.

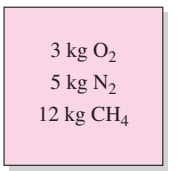


FIGURA 13-4
Esquema para el ejemplo 13-1.

Solución Se proporcionan las masas de los componentes de una mezcla de gases. Se van a determinar: la fracción de masa, la fracción molar y la constante de gas en la mezcla.

Análisis *a*) La masa total de la mezcla es

$$m_m = m_{O_2} + m_{N_2} + m_{CH_4} = 3 + 5 + 12 = 20 \text{ kg}$$

Entonces, la fracción de masa de cada componente viene a ser

$$\text{fm}_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_m} = \frac{3 \text{ kg}}{20 \text{ kg}} = \mathbf{0.15}$$

$$\text{fm}_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m_m} = \frac{5 \text{ kg}}{20 \text{ kg}} = \mathbf{0.25}$$

$$\text{fm}_{CH_4} = \frac{m_{CH_4}}{m_m} = \frac{12 \text{ kg}}{20 \text{ kg}} = \mathbf{0.60}$$

b) Para encontrar las fracciones molares, primero es necesario determinar el número de moles de cada componente:

$$N_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \frac{3 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} = 0.094 \text{ kmol}$$

$$N_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{5 \text{ kg}}{28 \text{ kg/kmol}} = 0.179 \text{ kmol}$$

$$N_{CH_4} = \frac{m_{CH_4}}{M_{CH_4}} = \frac{12 \text{ kg}}{16 \text{ kg/kmol}} = 0.750 \text{ kmol}$$

Por lo tanto,

$$N_m = N_{O_2} + N_{N_2} + N_{CH_4} = 0.094 + 0.179 + 0.750 = 1.023 \text{ kmol}$$

y

$$y_{O_2} = \frac{N_{O_2}}{N_m} = \frac{0.094 \text{ kmol}}{1.023 \text{ kmol}} = \mathbf{0.092}$$

$$y_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_m} = \frac{0.179 \text{ kmol}}{1.023 \text{ kmol}} = \mathbf{0.175}$$

$$y_{CH_4} = \frac{N_{CH_4}}{N_m} = \frac{0.750 \text{ kmol}}{1.023 \text{ kmol}} = \mathbf{0.733}$$

c) La masa molar promedio y la constante de gas de la mezcla se determinan a partir de sus definiciones,

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \frac{20 \text{ kg}}{1.023 \text{ kmol}} = \mathbf{19.6 \text{ kg/kmol}}$$

o

$$M_m = \sum y_i M_i = y_{O_2} M_{O_2} + y_{N_2} M_{N_2} + y_{CH_4} M_{CH_4}$$
$$= (0.092)(32) + (0.175)(28) + (0.733)(16)$$
$$= 19.6 \text{ kg/kmol}$$

Además,

$$R_m = \frac{R_u}{M_m} = \frac{8.314 \text{ kJ/(kmol} \cdot \text{K)}}{19.6 \text{ kg/kmol}} = \mathbf{0.424 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}}$$

Explicación Cuando las fracciones de masa están disponibles, la masa molar y las fracciones de masa también pueden determinarse directamente a partir de las ecuaciones 13-4 y 13-5.

13-2 ▪ COMPORTAMIENTO *P-v-T* DE MEZCLAS DE GASES: GASES IDEALES Y REALES

Un gas ideal se define como aquel cuyas moléculas se encuentran lo suficientemente alejadas, de forma tal que el comportamiento de una molécula no resulta afectado por la presencia de otras —una situación hallada a densidades bajas—. También se mencionó que los gases reales se aproximan mucho a este comportamiento cuando se encuentran a baja presión o a altas temperaturas respecto de sus valores de punto crítico. El comportamiento *P-v-T* de un gas ideal se expresa por medio de la relación $Pv = RT$, que recibe el nombre de *ecuación de estado de gas ideal.* El comportamiento *P-v-T* de gases reales se expresa con ecuaciones de estado más complejas o por medio de $Pv = ZRT$, donde Z es el factor de compresibilidad.

Cuando se mezclan dos o más gases ideales, el comportamiento de una molécula no es afectado por la presencia de otras moléculas similares o diferentes y, en consecuencia, una mezcla no reactiva de gases ideales se comporta también como un gas ideal. El aire, por ejemplo, se trata convenientemente como un gas ideal en el intervalo donde el nitrógeno y el oxígeno se comportan como gases ideales. Sin embargo, cuando una mezcla de gases está compuesta por gases reales (no-ideales), la predicción del comportamiento *P-v-T* de la mezcla se vuelve bastante ardua.

La predicción del comportamiento *P-v-T* de mezclas de gas suele basarse en dos modelos: *la ley de Dalton de las presiones aditivas,* y *la ley de Amagat de volúmenes aditivos.* Ambos modelos se describen y analizan enseguida.

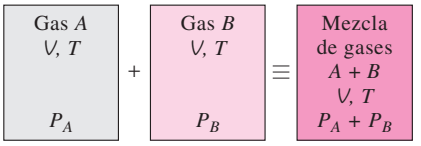


FIGURA 13-5
Ley de Dalton de las presiones aditivas para una mezcla de dos gases ideales.

Ley de Dalton de presiones aditivas: *La presión de una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones que cada gas ejercería si existiera sólo a la temperatura y volumen de la mezcla (Fig. 13-5).*

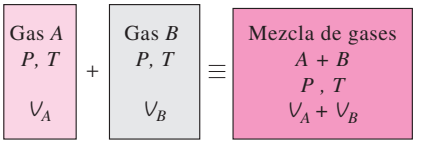


FIGURA 13-6
Ley de Amagat de los volúmenes aditivos para una mezcla de dos gases ideales.

Ley de Amagat de volúmenes aditivos: *El volumen de una mezcla de gases es igual a la suma de los volúmenes que cada gas ocuparía si existiera sólo a la temperatura y presión de la mezcla (Fig. 13-6).*

Las leyes de Dalton y Amagat se cumplen con exactitud en mezclas de gases ideales, pero sólo como aproximación en mezclas de gases reales. Esto se debe a las fuerzas intermoleculares que pueden ser considerables en gases reales a densidades elevadas. En el caso de gases ideales, estas dos leyes son idénticas y proporcionan resultados idénticos.

Las leyes de Dalton y Amagat se expresan como sigue:

$$\textit{Ley de Dalton:} \quad P_m = \sum_{i=1}^{k} P_i(T_m, V_m) \qquad \textbf{(13-6)}$$

$$\textit{ley de Amagat:} \quad V_m = \sum_{i=1}^{k} V_i(T_m, P_m) \qquad \textbf{(13-7)}$$

exacta para gases ideales, aproximada para gases reales

En estas relaciones, P_i recibe el nombre de **componente de presión**, y V_i se denomina **componente de volumen** (Fig. 13-7). Advierta que V_i es el volumen que un componente *ocuparía* si existiera aislado en T_m y P_m, no el volumen real ocupado por el componente en la mezcla. (En un recipiente que contiene una mezcla de gas, cada componente llena todo el volumen del recipiente. Por lo tanto, el volumen de cada componente es igual al volumen del recipiente.) Además, la relación P_i/P_m se conoce como **fracción de presión**, y la relación V_i/V_m recibe el nombre de **fracción de volumen** del componente i.

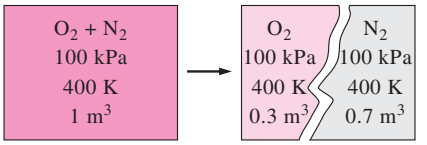


FIGURA 13-7
El volumen que un componente ocuparía si existiera solo a la T y P de la mezcla se llama *componente volumen* (para gases ideales, es igual al volumen parcial $y_i V_m$).

Mezclas de gases ideales

Para gases ideales , P_i y V_i pueden relacionarse con y_i mediante la relación de gas ideal, tanto para las componentes como para la mezcla de gases:

$$\frac{P_i(T_m, V_m)}{P_m} = \frac{N_i R_u T_m/V_m}{N_m R_u T_m/V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

$$\frac{V_i(T_m, P_m)}{V_m} = \frac{N_i R_u T_m/P_m}{N_m R_u T_m/P_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

Por ende,

$$\frac{P_i}{P_m} = \frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i \qquad \textbf{(13-8)}$$

La ecuación 13-8 sólo es válida para mezclas de gases ideales, dado que se derivó al considerar el comportamiento del gas ideal para la mezcla de gases y cada uno de sus componentes. La cantidad $y_i P_m$ se denomina **presión parcial** (idéntica al *componente de presión* para gases ideales) y la cantidad $y_i V_m$ se denomina **volumen parcial** (idéntica al *componente de volumen* para gases ideales). *Advierta que en una mezcla de gases ideales, resultan idénticas la fracción molar, la fracción de presión y la fracción de volumen de un componente*.

La composición de una mezcla de gases ideales (como los gases de escape que salen de una cámara de combustión) se determina mediante un análisis volumétrico (denominado Análisis Orsat) y con la ecuación 13-8. Una muestra de gas a volumen, presión y temperatura conocidos, se hace pasar al interior de un recipiente que contiene reactivos que absorben uno de los gases. El volumen de gas restante se mide más tarde a la presión y temperatura originales. La relación de la reducción de volumen respecto del volumen original (fracción de volumen) representa la fracción molar de ese gas particular.

Mezclas de gases reales

La ley de Dalton de las presiones aditivas y la ley de Amagat de los volúmenes aditivos pueden emplearse también en gases reales, a menudo con una precisión razonable. Sin embargo, en este caso los componentes de presión o los componentes de volumen deben evaluarse a partir de relaciones que consideran la desviación de cada componente del comportamiento de gas ideal. Una manera de hacerlo es utilizar ecuaciones de estado más exactas (Van der

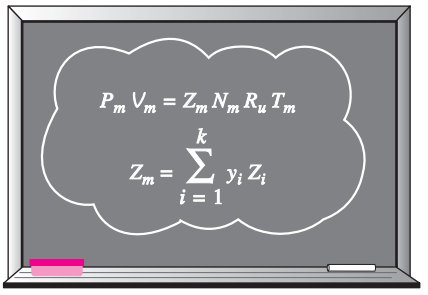


FIGURA 13-8

Una manera de predecir el comportamiento P-v-T de una mezcla de gas real es usar factores de compresibilidad.

Waals, Beattie-Bridgeman, Benedict-Webb-Rubin, y otros) en lugar de la ecuación de estado de gas ideal. Otra manera es empleando el factor de compresibilidad (Fig. 13-8) como

$$P\mathcal{V} = ZNR_uT \tag{13-9}$$

El factor de compresibilidad de la mezcla Z_m puede expresarse en términos de los factores de compresibilidad de los gases individuales Z_i, al aplicar la ecuación 13-9 en ambos lados de la expresión de la ley de Dalton o de Amagat y simplificando. Se obtiene

$$Z_m = \sum_{i=1}^{k} y_i Z_i \tag{13-10}$$

donde Z_i se determina ya sea a T_m y $\mathcal{V}_m$ (ley de Dalton) o a T_m y P_m (ley de Amagat) para cada gas individual. En apariencia, al emplear cualquiera de las leyes se obtendrá el mismo resultado, pero no sucede así.

En general, el enfoque del factor de compresibilidad proporciona resultados más precisos cuando las Z_i en la ecuación 13-10 se evalúan con la ley de Amagat en lugar de la ley de Dalton. Esto se debe a que la ley de Amagat implica el uso de la presión de la mezcla P_m, que toma en cuenta la influencia de las fuerzas intermoleculares entre las moléculas de gases diferentes. La ley de Dalton ignora la influencia de moléculas diferentes entre sí en una mezcla. En consecuencia, tiende a subestimar la presión de una mezcla de gases para un determinado $\mathcal{V}_m$ y T_m. Por consiguiente, la ley de Dalton es más apropiada para mezclas de gases a bajas presiones. La ley de Amagat es más adecuada a presiones altas.

Observe una importante diferencia entre emplear el factor de compresibilidad para un único gas y para una mezcla de gases. El factor de compresibilidad predice el comportamiento P-v-T de gases simples con bastante precisión, como se estudió en el capítulo 3, pero no el correspondiente a mezclas de gases. Cuando se usan factores de compresibilidad para los componentes de una mezcla de gases, se toma en cuenta la influencia de moléculas similares entre sí; la influencia de moléculas diferentes no se considera. Por ese motivo, un valor de una propiedad predicho mediante este enfoque puede ser muy distinto de otro valor determinado en forma experimental.

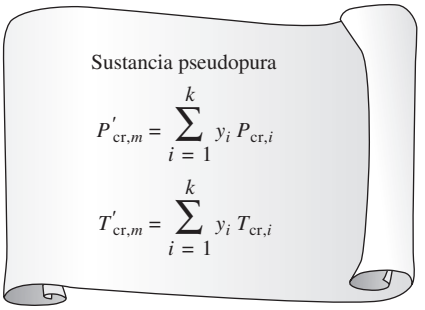


FIGURA 13-9

Otra manera de predecir el comportamiento P-v-T de una mezcla de gas real es tratarla como una sustancia pseudopura con propiedades críticas P'_{cr} y T'_{cr}.

Otro enfoque para predecir el comportamiento P-v-T de una mezcla de gases es tratarla como una sustancia pseudopura (Fig. 13-9). Un método de este tipo, propuesto por W. B. Kay en 1936 y llamado la **regla de Kay**, implica el uso de una *presión pseudocrítica* $P'_{cr,m}$ y una *temperatura pseudocrítica* $T'_{cr,m}$ para la mezcla, definidas en términos de las presiones y temperaturas de los componentes de la mezcla como

$$P'_{cr,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i P_{cr,i} \quad \text{y} \quad T'_{cr,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i T_{cr,i} \tag{13-11a, b}$$

El factor de compresibilidad de la mezcla Z_m se determina luego con facilidad con estas propiedades seudocríticas. El resultado obtenido al utilizar la regla de Kay es exacto dentro de casi 10% sobre un amplio intervalo de temperaturas y presiones, lo que resulta aceptable para la mayor parte de los propósitos de la Ingeniería.

Otra manera de tratar una mezcla de gases como una sustancia pseudopura es utilizar una ecuación de estado más exacta, como las ecuaciones de Van der Waals, de Beattie-Bridgeman o de Benedict-Webb-Rubin para la mezcla, y determinar los coeficientes constantes en términos de los coeficientes de los

componentes. En la ecuación de Van der Waals, por ejemplo, las dos constantes para la mezcla se determinan a partir de

$$a_m = \left(\sum_{i=1}^{k} y_i a_i^{1/2}\right)^2 \quad \text{y} \quad b_m = \sum_{i=1}^{k} y_i b_i \qquad \textbf{(13-12}a, b\textbf{)}$$

donde las expresiones para a_i y b_i están dadas en el capítulo 3.

EJEMPLO 13-2 Comportamiento *P-v-T* de mezclas de gases no ideales

Un recipiente rígido contiene 2 kmol de gas N_2 y 6 kmol de gas CO_2 a 300 K y 15 MPa. (Fig. 13-10). Calcule el volumen del recipiente con base en *a*) la ecuación de estado de gas ideal, *b*) la regla de Kay, *c*) factores de compresibilidad y la ley de Amagat, y *d*) factores de compresibilidad y la ley de Dalton.

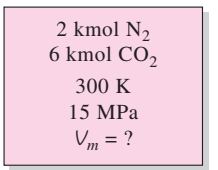


FIGURA 13-10
Esquema para el ejemplo 13-2.

Solución Se proporciona la composición de la mezcla en el recipiente rígido. El volumen del recipiente se determinará utilizando cuatro métodos diferentes.

Suposiciones Establecidas en cada sección.

Análisis *a*) Cuando se supone que la mezcla se comporta como un gas ideal, su volumen se determina sin dificultades a partir de la relación de gas ideal para la mezcla:

$$V_m = \frac{N_m R_u T_m}{P_m} = \frac{(8\ \text{kmol})(8.314\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kmol}\cdot\text{K})(300\ \text{K})}{15\,000\ \text{kPa}} = \mathbf{1.330\ m^3}$$

puesto que

$$N_m = N_{N_2} + N_{CO_2} = 2 + 6 = 8\ \text{kmol}$$

b) Para utilizar la regla de Kay, es necesario determinar la temperatura y la presión pseudocríticas de la mezcla mediante las propiedades del punto crítico del N_2 y del CO_2 de la tabla A-1. Pero primero se debe encontrar la fracción molar de cada componente:

$$y_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_m} = \frac{2\ \text{kmol}}{8\ \text{kmol}} = 0.25 \quad \text{y} \quad y_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_m} = \frac{6\ \text{kmol}}{8\ \text{kmol}} = 0.75$$

$$T'_{cr,m} = \sum y_i T_{cr,i} = y_{N_2} T_{cr,N_2} + y_{CO_2} T_{cr,CO_2}$$
$$= (0.25)(126.2\ \text{K}) + (0.75)(304.2\ \text{K}) = 259.7\ \text{K}$$

$$P'_{cr,m} = \sum y_i P_{cr,i} = y_{N_2} P_{cr,N_2} + y_{CO_2} P_{cr,CO_2}$$
$$= (0.25)(3.39\ \text{MPa}) + (0.75)(7.39\ \text{MPa}) = 6.39\ \text{MPa}$$

Entonces,

$$\left.\begin{aligned} T_R &= \frac{T_m}{T'_{cr,m}} = \frac{300\ \text{K}}{259.7\ \text{K}} = 1.16 \\ P_R &= \frac{P_m}{P'_{cr,m}} = \frac{15\ \text{MPa}}{6.39\ \text{MPa}} = 2.35 \end{aligned}\right\} Z_m = 0.49 \qquad \text{(Fig. A-15}b\text{)}$$

Por lo tanto,

$$V_m = \frac{Z_m N_m R_u T_m}{P_m} = Z_m V_{ideal} = (0.49)(1.330\ \text{m}^3) = \mathbf{0.652\ m^3}$$

c) Cuando se utiliza la ley de Amagat en conjunción con los factores de compresibilidad, Z_m se encuentra a partir de la ecuación 13-10. Pero es necesario determinar primero la Z de cada componente de acuerdo con la ley de Amagat:

$$\text{N}_2\text{:}\quad \left.\begin{aligned} T_{R,\text{N}_2} &= \frac{T_m}{T_{\text{cr,N}_2}} = \frac{300\ \text{K}}{126.2\ \text{K}} = 2.38 \\ P_{R,\text{N}_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr,N}_2}} = \frac{15\ \text{MPa}}{3.39\ \text{MPa}} = 4.42 \end{aligned}\right\} Z_{\text{N}_2} = 1.02 \qquad \text{(Fig. A-15}b\text{)}$$

$$\text{CO}_2\text{:}\quad \left.\begin{aligned} T_{R,\text{CO}_2} &= \frac{T_m}{T_{\text{cr,CO}_2}} = \frac{300\ \text{K}}{304.2\ \text{K}} = 0.99 \\ P_{R,\text{CO}_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr,CO}_2}} = \frac{15\ \text{MPa}}{7.39\ \text{MPa}} = 2.03 \end{aligned}\right\} Z_{\text{CO}_2} = 0.30 \qquad \text{(Fig. A-15}b\text{)}$$

$$\text{Mezcla:}\quad Z_m = \sum y_i Z_i = y_{\text{N}_2} Z_{\text{N}_2} + y_{\text{CO}_2} Z_{\text{CO}_2}$$
$$= (0.25)(1.02) + (0.75)(0.30) = 0.48$$

Por lo tanto,

$$V_m = \frac{Z_m N_m R_u T_m}{P_m} = Z_m V_{\text{ideal}} = (0.48)(1.330\ \text{m}^3) = \mathbf{0.638\ m^3}$$

En este caso, el factor de compresibilidad llega a ser casi igual al determinado con la regla de Kay.

d) Cuando se utiliza la ley de Dalton junto a los factores de compresibilidad, Z_m también se determina de acuerdo con la ecuación 13-10. Sin embargo, esta vez la Z de cada componente se va a determinar a la temperatura y volumen de la mezcla, datos que se desconocen. Por lo tanto, se requiere una solución iterativa. Inicie los cálculos con la suposición de que el volumen de la mezcla de gases es 1.330 m^3, el valor determinado supone comportamiento de gas ideal.

Los valores de T_R en este caso son idénticos a los obtenidos en la parte *c*) y permanecen constantes. El volumen pseudorreducido se encuentra a partir de su definición en el capítulo 3:

$$v_{R,\text{N}_2} = \frac{\bar{v}_{\text{N}_2}}{R_u T_{\text{cr,N}_2}/P_{\text{cr,N}_2}} = \frac{V_m/N_{\text{N}_2}}{R_u T_{\text{cr,N}_2}/P_{\text{cr,N}_2}}$$

$$= \frac{(1.33\ \text{m}^3)/(2\ \text{kmol})}{(8.314\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kmol}\cdot\text{K})(126.2\ \text{K})/(3\,390\ \text{kPa})} = 2.15$$

De modo similar,

$$v_{R,\text{CO}_2} = \frac{(1.33\ \text{m}^3)/(6\ \text{kmol})}{(8.314\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kmol}\cdot\text{K})(304.2\ \text{K})/(7\,390\ \text{kPa})} = 0.648$$

De la figura A-15 se lee $Z_{\text{N}_2} = 0.99$ y $Z_{\text{CO}_2} = 0.56$. Por ende,

$$Z_m = y_{\text{N}_2} Z_{\text{N}_2} + y_{\text{CO}_2} Z_{\text{CO}_2} = (0.25)(0.99) + (0.75)(0.56) = 0.67$$

y

$$V_m = \frac{Z_m N_m R T_m}{P_m} = Z_m V_{\text{ideal}} = (0.67)(1.330\ \text{m}^3) = 0.891\ \text{m}^3$$

Este valor es 33% menor que el supuesto. Por consiguiente, se deben repetir los cálculos con un nuevo valor de V_m. Cuando se repiten los cálculos, se obtiene: 0.738 m^3 después de la segunda iteración, 0.678 m^3 después de la tercera y 0.648 m^3 después de la cuarta. Este valor no cambia con más iteraciones. Por lo tanto,

$$V_m = \mathbf{0.648\ m^3}$$

Explicación Advierta que los resultados obtenidos en las partes *b*), *c*) y *d*) son muy cercanos. No obstante, difieren mucho de los valores de gas ideal. De modo que tratar una mezcla de gases como un gas ideal puede producir errores inaceptables a presión elevada.

13-3 ▪ PROPIEDADES DE MEZCLAS DE GASES: GASES IDEALES Y REALES

Considere una mezcla de gases que contiene 2 kg de N_2 y 3 kg de CO_2. La masa total (una *propiedad extensiva*) de esta mezcla es 5 kg. ¿Cómo se encuentra el resultado? Bien, sólo se suma la masa de cada componente. Este ejemplo sugiere una manera simple de evaluar las **propiedades extensivas** de una mezcla no reactiva de gas ideal o gas real: *únicamente se suman las contribuciones de cada componente mezclado* (Fig. 13-11). Así, la energía interna, la entalpía y la entropía totales de una mezcla de gases se expresan respectivamente como

$$U_m = \sum_{i=1}^{k} U_i = \sum_{i=1}^{k} m_i u_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{u}_i \quad \text{(kJ)} \tag{13-13}$$

$$H_m = \sum_{i=1}^{k} H_i = \sum_{i=1}^{k} m_i h_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{h}_i \quad \text{(kJ)} \tag{13-14}$$

$$S_m = \sum_{i=1}^{k} S_i = \sum_{i=1}^{k} m_i s_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{s}_i \quad \text{(kJ/K)} \tag{13-15}$$

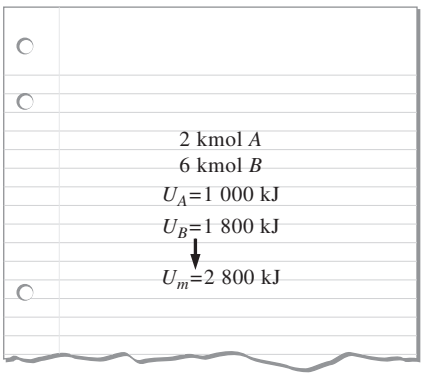


FIGURA 13-11
Las propiedades extensivas de una mezcla están determinadas por la suma de las propiedades de sus componentes.

Con una lógica similar, los cambios en la energía interna, la entalpía y la entropía de una mezcla de gases durante un proceso se expresan, respectivamente, como

$$\Delta U_m = \sum_{i=1}^{k} \Delta U_i = \sum_{i=1}^{k} m_i\, \Delta u_i = \sum_{i=1}^{k} N_i\, \Delta \bar{u}_i \quad \text{(kJ)} \tag{13-16}$$

$$\Delta H_m = \sum_{i=1}^{k} \Delta H_i = \sum_{i=1}^{k} m_i\, \Delta h_i = \sum_{i=1}^{k} N_i\, \Delta \bar{h}_i \quad \text{(kJ)} \tag{13-17}$$

$$\Delta S_m = \sum_{i=1}^{k} \Delta S_i = \sum_{i=1}^{k} m_i\, \Delta s_i = \sum_{i=1}^{k} N_i\, \Delta \bar{s}_i \quad \text{(kJ/K)} \tag{13-18}$$

Reconsidere ahora la misma mezcla y supóngase que tanto el N_2 como el CO_2 están a 25°C. La temperatura (una propiedad *intensiva*) de la mezcla es, como se supone, también de 25°C. Advierta que no se suman las temperaturas de los componentes para determinar la temperatura de la mezcla. En lugar de esto, se emplea algún tipo de esquema para promediar un planteamiento característico al determinar las **propiedades intensivas** de una mezcla de gases. La energía interna, la entalpía y la entropía de una mezcla *por unidad de masa* o *por unidad de mol* de la mezcla, puede determinarse si se dividen las ecuaciones anteriores entre la masa o el número de moles de la mezcla (m_m o N_m). Así se obtiene (Fig. 13-12)

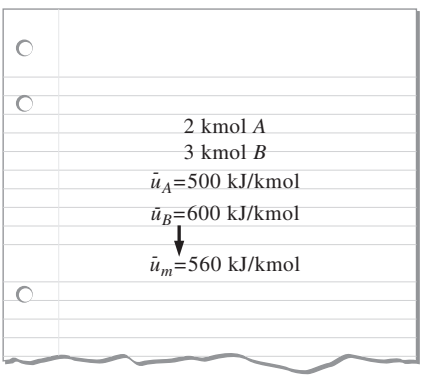


FIGURA 13-12
Las propiedades intensivas de una mezcla se determinan mediante el promedio ponderado.

$$u_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i u_i \quad \text{(kJ/kg)} \qquad \text{y} \qquad \bar{u}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{u}_i \quad \text{(kJ/kmol)} \tag{13-19}$$

$$h_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i h_i \quad \text{(kJ/kg)} \qquad \text{y} \qquad \bar{h}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{h}_i \quad \text{(kJ/kmol)} \tag{13-20}$$

$$s_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i s_i \quad \text{(kJ/kg} \cdot \text{K)} \qquad \text{y} \qquad \bar{s}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{s}_i \quad \text{(kJ/kmol} \cdot \text{K)} \tag{13-21}$$

De manera similar, los calores específicos de una mezcla de gases se expresan como

$$c_{v,m} = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i c_{v,i} \quad \text{(kJ/kg} \cdot \text{K)} \qquad \text{y} \qquad \bar{c}_{v,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{c}_{v,i} \quad \text{(kJ/kmol} \cdot \text{K)} \tag{13-22}$$

$$c_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i c_{p,i} \quad \text{(kJ/kg} \cdot \text{K)} \qquad \text{y} \qquad \bar{c}_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{c}_{p,i} \quad \text{(kJ/kmol} \cdot \text{K)} \tag{13-23}$$

Advierta que las *propiedades por unidad de masa incluyen las fracciones molares* (fm_i), *y las propiedades por unidad de mol incluyen las fracciones molares* (y_i).

Las relaciones que acaban de darse por lo general son exactas para mezclas de gas ideal, y aproximadas para mezclas de gas real. (De hecho, también se aplican a soluciones líquidas y sólidas no reactivas, especialmente cuando forman una "solución ideal".) La única gran dificultad asociada con estas relaciones es la determinación de las propiedades de cada gas individual en la mezcla. Sin embargo, el análisis puede simplificarse considerablemente si se trata a los gases individuales como gases ideales, y si al hacerlo no se introduce un error significativo.

Mezclas de gases ideales

Los gases que componen una mezcla con frecuencia se encuentran a alta temperatura y baja presión respecto de los valores del punto crítico de los gases individuales. En esos casos, la mezcla de gases y sus componentes pueden tratarse como gases ideales con un error sin importancia. Bajo la aproximación de gas ideal, las propiedades de un gas no son afectadas por la presencia de otros gases, y cada componente de gas en la mezcla se comporta como si existiera aislado a la temperatura de la mezcla T_m y al volumen de la mezcla V_m. Este principio se conoce como **ley de Gibbs-Dalton**, que es una extensión de la ley de Dalton de las presiones aditivas. Además, las h, u, c_v y c_p de un gas ideal dependen sólo de la temperatura y son independientes de la presión o el volumen de la mezcla de gases ideales. La presión parcial de un componente en una mezcla de gases ideales es simplemente $P_i = y_i P_m$, donde P_m es la presión de la mezcla.

La evaluación de Δu o de Δh de los componentes de una mezcla de gases ideales durante un proceso es relativamente fácil porque sólo requiere conocer las temperaturas inicial y final. Sin embargo, es necesario tener cuidado al evaluar la Δs de los componentes, ya que la entropía de un gas ideal depende de la presión o el volumen del componente, así como de su temperatura. El cambio de entropía de gases individuales en una mezcla de gases ideales durante un proceso se determina por

$$\Delta s_i = s^\circ_{i,2} - s^\circ_{i,1} - R_i \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \cong c_{p,i} \ln \frac{T_{i,2}}{T_{i,1}} - R_i \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \tag{13-24}$$

o

$$\Delta \bar{s}_i = \bar{s}^\circ_{i,2} - \bar{s}^\circ_{i,1} - R_u \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \cong \bar{c}_{p,i} \ln \frac{T_{i,2}}{T_{i,1}} - R_u \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}} \tag{13-25}$$

donde $P_{i,2} = y_{i,2}P_{m,2}$ y $P_{i,1} = y_{i,1}P_{m,1}$. Observe que la presión parcial P_i de cada componente se utiliza en la evaluación del cambio de entropía, no así la presión de la mezcla P_m (Fig. 13-13).

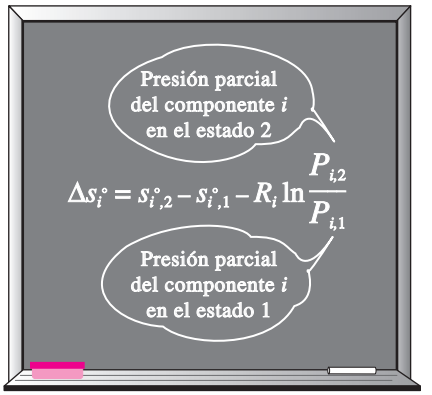

Presión parcial del componente i en el estado 2
$\Delta s_i^\circ = s_{i,2}^\circ - s_{i,1}^\circ - R_i \ln \frac{P_{i,2}}{P_{i,1}}$
Presión parcial del componente i en el estado 1

FIGURA 13-13
Se usan presiones parciales (no la presión de la mezcla) en la evaluación de cambios de entropía de mezclas de gases ideales.

EJEMPLO 13-3 Mezcla de dos gases ideales en un recipiente

Un recipiente rígido aislado se divide en dos compartimientos por medio de un separador como se muestra en la figura 13-14. Un compartimiento contiene 7 kg de gas oxígeno a 40°C y 100 kPa, y el otro compartimiento contiene 4 kg de gas nitrógeno a 20°C y 150 kPa. Después se quita el separador y se deja que los dos gases se mezclen. Determine *a*) la temperatura de la mezcla y *b*) la presión de la mezcla después de que se ha establecido el equilibrio.

Solución Un recipiente rígido contiene dos gases separados por una división. Se determinará la presión y la temperatura de la mezcla después de quitar la división.

Suposiciones **1** Suponga que ambos gases son gases ideales, y su mezcla es una mezcla de gases ideales. Esta suposición es razonable dado que tanto el oxígeno como el nitrógeno están por arriba de sus temperaturas críticas y por debajo de sus presiones críticas. **2** El recipiente está aislado y, por lo tanto, no existe transferencia de calor. **3** No hay otras formas de trabajo involucrado.

Propiedades Los calores específicos a volumen constante del N_2 y del O_2 a temperatura ambiente son $c_{v,N_2} = 0.743$ kJ/kg · K y $c_{v,O_2} = 0.658$ kJ/kg · K (Tabla A-2*a*).

Análisis Se toma todo el contenido del recipiente (ambos compartimientos) como el sistema. Éste es un *sistema cerrado* puesto que la masa no cruza las fronteras durante el proceso. Observe que el volumen del recipiente rígido es constante y, por lo tanto, no se efectúa ningún trabajo de frontera.

a) Advierta que no existe transferencia de energía hacia o desde el recipiente, por lo que el balance de energía para el sistema se expresa como

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$$
$$0 = \Delta U = \Delta U_{N_2} + \Delta U_{O_2}$$
$$[mc_v(T_m - T_1)]_{N_2} + [mc_v(T_m - T_1)]_{O_2} = 0$$

Con los valores de c_v a temperatura ambiente, la temperatura final de la mezcla se determina como

$$(4\text{ kg})(0.743\text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(T_m - 20°\text{C}) + (7\text{ kg})(0.658\text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(T_m - 40°\text{C}) = 0$$
$$T_m = \mathbf{32.2°C}$$

b) La presión final de la mezcla se encuentra a partir de la relación de gas ideal

$$P_m V_m = N_m R_u T_m$$

donde

$$N_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \frac{7\text{ kg}}{32\text{ kg/kmol}} = 0.219\text{ kmol}$$
$$N_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{4\text{ kg}}{28\text{ kg/kmol}} = 0.143\text{ kmol}$$
$$N_m = N_{O_2} + N_{N_2} = 0.219 + 0.143 = 0.362\text{ kmol}$$

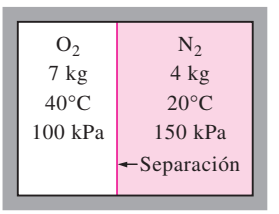


FIGURA 13-14
Esquema para el ejemplo 13-3.

y

$$V_{O_2} = \left(\frac{NR_uT_1}{P_1}\right)_{O_2} = \frac{(0.219\ \text{kmol})(8.314\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kmol}\cdot\text{K})(313\ \text{K})}{100\ \text{kPa}} = 5.70\ \text{m}^3$$

$$V_{N_2} = \left(\frac{NR_uT_1}{P_1}\right)_{N_2} = \frac{(0.143\ \text{kmol})(8.314\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kmol}\cdot\text{K})(293\ \text{K})}{150\ \text{kPa}} = 2.32\ \text{m}^3$$

$$V_m = V_{O_2} + V_{N_2} = 5.70 + 2.32 = 8.02\ \text{m}^3$$

Por lo tanto,

$$P_m = \frac{N_mR_uT_m}{V_m} = \frac{(0.362\ \text{kmol})(8.314\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kmol}\cdot\text{K})(305.2\ \text{K})}{8.02\ \text{m}^3} = \mathbf{114.5\ kPa}$$

Explicación También se podría determinar la presión de la mezcla con $P_mV_m = m_mR_mT_m$, donde R_m es la constante de gas aparente de la mezcla. Sin embargo, esto requeriría conocer las fracciones molares o de masa que componen la mezcla.

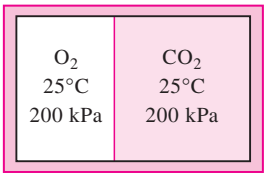


FIGURA 13-15
Esquema para el ejemplo 13-4.

EJEMPLO 13-4 Destrucción de exergía durante la mezcla de gases ideales

Un recipiente rígido aislado se divide en dos compartimientos mediante un separador, como se observa en la figura 13-15. Un compartimiento contiene 3 kmol de O_2 y el otro compartimiento contiene 5 kmol de CO_2. Al inicio ambos gases están a 25°C y 200 kPa. Después se quita el separador y se deja que los dos gases se mezclen. Supóngase que los alrededores están a 25°C y que ambos gases se comportan como gases ideales, y determine el cambio de entropía y la destrucción de exergía asociada con este proceso.

Solución Un recipiente rígido contiene dos gases separados por una división. Se desea determinar el cambio de entropía y la destrucción de exergía después de que se ha quitado la división.

Suposiciones Ambos gases y su mezcla son gases ideales.

Análisis Se considera todo el contenido del recipiente (ambos compartimientos) como el sistema. Éste es un *sistema cerrado* puesto que la masa no cruza las fronteras durante el proceso. Observe que el volumen del recipiente rígido es constante y que no existe transferencia de energía en forma de calor o trabajo. Asimismo, ambos gases se encuentran inicialmente a la misma temperatura y presión.

Cuando dos gases ideales inicialmente a la misma temperatura y presión se mezclan al quitar una división entre ellos, la mezcla queda a la misma temperatura y presión. (¿Puede demostrarse esto? ¿Será esto cierto para gases ideales?) Por consiguiente, la temperatura y la presión en el recipiente seguirán siendo 25°C y 200 kPa, respectivamente, luego de la mezcla. El cambio de entropía de cada componente de gas se determinará por las ecuaciones 13-18 y 13-25:

$$\Delta S_m = \sum \Delta S_i = \sum N_i\,\Delta \bar{s}_i = \sum N_i\left(\bar{c}_{p,i}\ln\frac{\overset{\nearrow 0}{T_{i,2}}}{T_{i,1}} - R_u\ln\frac{P_{i,2}}{P_{i,1}}\right)$$

$$= -R_u\sum N_i\ln\frac{y_{i,2}P_{m,2}}{P_{i,1}} = -R_u\sum N_i\ln y_{i,2}$$

puesto que $P_{m,2} = P_{i,1} = 200$ kPa. Es obvio que el cambio de entropía es independiente de la composición de la mezcla en este caso y que depende sólo de la fracción molar de los gases en la mezcla. Lo que no es tan obvio es que

si el mismo gas en las dos cámaras diferentes se mezcla a temperatura y presión constantes, el cambio de entropía es cero.

Al sustituir los valores conocidos, el cambio en la entropía es

$$N_m = N_{O_2} + N_{CO_2} = (3 + 5)\ \text{kmol} = 8\ \text{kmol}$$

$$y_{O_2} = \frac{N_{O_2}}{N_m} = \frac{3\ \text{kmol}}{8\ \text{kmol}} = 0.375$$

$$y_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_m} = \frac{5\ \text{kmol}}{8\ \text{kmol}} = 0.625$$

$$\Delta S_m = -R_u(N_{O_2} \ln y_{O_2} + N_{CO_2} \ln y_{CO_2})$$

$$= -(8.314\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K})[(3\ \text{kmol})(\ln 0.375) + (5\ \text{kmol})(\ln 0.625)]$$

$$= \mathbf{44.0\ kJ/K}$$

La destrucción de exergía asociada con este proceso de mezcla se determina así

$$X_{\text{destruido}} = T_0 S_{\text{gen}} = T_0\ \Delta S_{\text{sistema}}$$

$$= (298\ \text{K})(44.0\ \text{kJ/K})$$

$$= \mathbf{13.1\ MJ}$$

Explicación Este resultado muestra que los procesos de mezcla son altamente irreversibles.

Mezclas de gases reales

Cuando los componentes de una mezcla de gases no se comportan como gases ideales, el análisis se vuelve más complejo porque las propiedades de los gases reales (no-ideales) como u, h, c_v y c_p dependen de la presión (o volumen específico), así como de la temperatura. En tales casos, los efectos de la desviación con respecto al comportamiento de gas ideal en las propiedades de la mezcla deben tomarse en cuenta.

Considere dos gases no-ideales contenidos en dos compartimientos independientes de un recipiente rígido adiabático a 100 kPa y 25°C. Se elimina el separador y se deja que ambos gases se mezclen. ¿Cuál será la presión final en el recipiente? Es probable que usted esté tentado a decir que será de 100 kPa, lo cual sería cierto para gases ideales. Sin embargo, esto es falso para gases no-ideales debido a la influencia entre sí de las moléculas de los gases diferentes (desviación de la ley de Dalton, figura 13-16).

Cuando se trata de mezclas de gases reales, tal vez sea necesario considerar el efecto del comportamiento no ideal en las propiedades de la mezcla tales como la entalpía y la entropía. Una manera de hacerlo es usar factores de compresibilidad en conjunción con las ecuaciones y gráficas generalizadas que se desarrollaron en el capítulo 12 para gases reales.

Considere la siguiente relación $T\,ds$ para una mezcla de gases:

$$dh_m = T_m\,ds_m + v_m\,dP_m$$

Esto también puede expresarse como

$$d\left(\sum \text{fm}_i h_i\right) = T_m\,d\left(\sum \text{fm}_i s_i\right) + \left(\sum \text{fm}_i v_i\right) dP_m$$

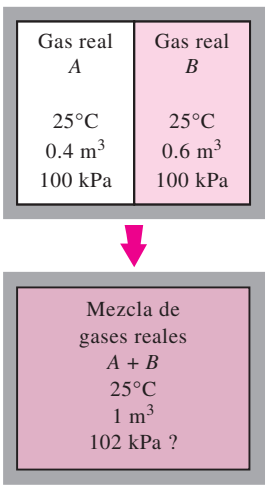


FIGURA 13-16

Es difícil predecir el comportamiento de mezclas de gases no ideales debido a la influencia que ejercen entre sí las moléculas gaseosas diferentes.

o

$$\sum \text{fm}_i(dh_i - T_m\, ds_i - v_i\, dP_m) = 0$$

lo que produce

$$dh_i = T_m\, ds_i + v_i\, dP_m \qquad \textbf{(13-26)}$$

Éste es un resultado importante porque la ecuación 13-26 es la primera en el desarrollo de las relaciones y gráficas generalizadas para la entalpía y la entropía. Lo anterior sugiere que las relaciones y gráficas de propiedades generalizadas para gases reales que se desarrollaron en el capítulo 12, también pueden utilizarse para los componentes de mezclas de gases reales. Pero la temperatura reducida T_R y la presión reducida P_R para cada componente deben evaluarse mediante la temperatura de la mezcla T_m y la presión de la mezcla P_m. Esto se debe a que la ecuación 13-26 implica la presión de la mezcla P_m, y no la presión componente P_i.

El enfoque recién descrito es de algún modo parecido a la ley de Amagat de los volúmenes aditivos (en tanto se evalúan las propiedades de la mezcla a la presión y temperatura de la mezcla), que se cumple con exactitud para mezclas de gas ideal y con aproximación para mezclas de gases reales. Por lo tanto, las propiedades de mezcla determinadas con este enfoque no serán exactas, aunque sí tendrán la suficiente precisión.

¿Qué pasa si se especifican el volumen y la temperatura de la mezcla en lugar de su presión y temperatura? Bien, no hay por qué sentir pánico. Sólo hay que evaluar la presión de la mezcla con la ley de Dalton de las presiones aditivas, y después considerar este valor (que es sólo aproximado) como la presión de la mezcla.

Otro modo de evaluar las propiedades de una mezcla de gases reales es tratar la mezcla como una sustancia pseudopura que tiene propiedades pseudocríticas, determinadas en términos de las propiedades críticas de los gases componentes mediante la regla de Kay. El planteamiento es bastante simple y la exactitud suele ser aceptable.

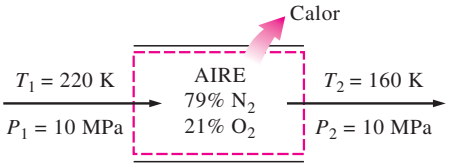


FIGURA 13-17
Esquema para el ejemplo 13-5.

EJEMPLO 13-5 Enfriamiento de una mezcla de gases no ideales

El aire es una mezcla de N_2, O_2 y pequeñas cantidades de otros gases y su proporción puede acercarse a un 79% de N_2 y 21% de O_2 en una base molar. Durante un proceso de flujo estable, el aire se enfría de 220 a 160 K a una presión constante de 10 MPa (Fig. 13-17). Determine la transferencia de calor durante este proceso por kmol de aire, utilizando *a*) la aproximación de gas ideal, *b*) la regla de Kay y *c*) la ley de Amagat.

Solución El aire a temperatura baja y presión alta es enfriado a presión constante. Se va a determinar la transferencia de calor utilizando tres métodos distintos.

Suposiciones **1** Es un proceso de flujo estable dado que no existe cambio en función del tiempo en cualquier punto y, por lo tanto $\Delta m_{CV} = 0$ y $\Delta E_{CV} = 0$. **2** Los cambios en la energía cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Se considera como sistema la *sección de enfriamiento*. Esto es un *volumen de control* puesto que la masa cruza las fronteras del sistema durante el proceso. Observe que el calor se transfiere fuera del sistema.

Las propiedades críticas son $T_{cr} = 126.2$ K y $P_{cr} = 3.39$ MPa para el N_2 y $T_{cr} = 154.8$ K y $P_{cr} = 5.08$ MPa para el O_2. Ambos gases se encuentran arriba de sus temperaturas críticas, aunque los dos tienen valores de presión

también por encima de las críticas. En consecuencia, el aire probablemente se desviará del comportamiento del gas ideal, por lo que debe tratarse como una mezcla de gases reales.

El balance de energía de este sistema de flujo estable está expresado sobre una base molar unitaria como

$$e_{\text{entrada}} - e_{\text{salida}} = \Delta e^{\nearrow 0}_{\text{sistema}} = 0 \;\rightarrow\; e_{\text{entrada}} = e_{\text{salida}} \;\rightarrow\; \bar{h}_1 = \bar{h}_2 + \bar{q}_{\text{salida}}$$

$$\bar{q}_{\text{salida}} = \bar{h}_1 - \bar{h}_2 = y_{N_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{N_2} + y_{O_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2}$$

donde el cambio de entalpía para cualquiera de los componentes se determina a partir de la gráfica de entalpía generalizada (Fig. A-29) y de la ecuación 12-58:

$$\bar{h}_1 - \bar{h}_2 = \bar{h}_{1,\text{ideal}} - \bar{h}_{2,\text{ideal}} - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h1} - Z_{h2})$$

Los primeros dos términos del lado derecho de esta ecuación representan el cambio de entalpía de gas ideal del componente. Los términos entre paréntesis representan la desviación del comportamiento de gas ideal, y su evaluación requiere un conocimiento de la presión reducida P_R y de la temperatura reducida T_R, que se calculan a la temperatura de la mezcla de T_m y a la presión de la mezcla P_m.

a) Si se supone que la mezcla de N_2 y O_2 se va a comportar como un gas ideal, la entalpía de la mezcla dependerá sólo de la temperatura, y los valores de la entalpía a las temperaturas inicial y final pueden determinarse a partir de las tablas de gas ideal del N_2 y del O_2 (tablas A-18 y A-19):

$$\begin{aligned} T_1 = 220\ \text{K} \rightarrow \bar{h}_{1,\text{ideal},N_2} &= 6\,391\ \text{kJ/kmol} \\ \bar{h}_{1,\text{ideal},O_2} &= 6\,404\ \text{kJ/kmol} \\ T_2 = 160\ \text{K} \rightarrow \bar{h}_{2,\text{ideal},N_2} &= 4\,648\ \text{kJ/kmol} \\ \bar{h}_{2,\text{ideal},O_2} &= 4\,657\ \text{kJ/kmol} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{q}_{\text{salida}} &= y_{N_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{N_2} + y_{O_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2} \\ &= (0.79)(6\,391 - 4\,648)\ \text{kJ/kmol} + (0.21)(6\,404 - 4\,657)\ \text{kJ/kmol} \\ &= \mathbf{1\,744\ kJ/kmol} \end{aligned}$$

b) La regla de Kay se basa en la consideración de una mezcla de gases como una sustancia pseudopura cuyas temperatura y presión crítica son

$$\begin{aligned} T'_{\text{cr},m} &= \sum y_i T_{\text{cr},i} = y_{N_2} T_{\text{cr},N_2} + y_{O_2} T_{\text{cr},O_2} \\ &= (0.79)(126.2\ \text{K}) + (0.21)(154.8\ \text{K}) = 132.2\ \text{K} \end{aligned}$$

y

$$\begin{aligned} P'_{\text{cr},m} &= \sum y_i P_{\text{cr},i} = y_{N_2} P_{\text{cr},N_2} + y_{O_2} P_{\text{cr},O_2} \\ &= (0.79)(3.39\ \text{MPa}) + (0.21)(5.08\ \text{MPa}) = 3.74\ \text{MPa} \end{aligned}$$

Entonces,

$$\left.\begin{aligned} T_{R,1} &= \frac{T_{m,1}}{T_{\text{cr},m}} = \frac{220\ \text{K}}{132.2\ \text{K}} = 1.66 \\ P_R &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},m}} = \frac{10\ \text{MPa}}{3.74\ \text{MPa}} = 2.67 \end{aligned}\right\} Z_{h_1,m} = 1.0$$

$$\left.\begin{aligned} T_{R,2} &= \frac{T_{m,2}}{T_{\text{cr},m}} = \frac{160\ \text{K}}{132.2\ \text{K}} = 1.21 \end{aligned}\right\} Z_{h_2,m} = 2.6$$

Además,

$$\begin{aligned}\bar{h}_{m_1,\text{ideal}} &= y_{N_2}\bar{h}_{1,\text{ideal},N_2} + y_{O_2}\bar{h}_{1,\text{ideal},O_2}\\ &= (0.79)(6\,391\ \text{kJ/kmol}) + (0.21)(6\,404\ \text{kJ/kmol})\\ &= 6\,394\ \text{kJ/kmol}\\ \bar{h}_{m_2,\text{ideal}} &= y_{N_2}\bar{h}_{2,\text{ideal},N_2} + y_{O_2}\bar{h}_{2,\text{ideal},O_2}\\ &= (0.79)(4\,648\ \text{kJ/kmol}) + (0.21)(4\,657\ \text{kJ/kmol})\\ &= 4\,650\ \text{kJ/kmol}\end{aligned}$$

Por consiguiente,

$$\begin{aligned}\bar{q}_{\text{salida}} &= (\bar{h}_{m_1,\text{ideal}} - \bar{h}_{m_2,\text{ideal}}) - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h_1} - Z_{h_2})_m\\ &= [(6\,394 - 4\,650)\ \text{kJ/kmol}] - (8.314\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K})(132.2\ \text{K})(1.0 - 2.6)\\ &= \mathbf{3\,503\ kJ/kmol}\end{aligned}$$

c) Las temperaturas y presiones reducidas tanto para el N_2 como para el O_2 en los estados inicial y final, y los factores de desviación de entalpía correspondiente son, a partir de la figura A-29,

N_2:

$$\left.\begin{aligned}T_{R_1,N_2} &= \frac{T_{m,1}}{T_{\text{cr},N_2}} = \frac{220\ \text{K}}{126.2\ \text{K}} = 1.74\\ P_{R,N_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},N_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{3.39\ \text{MPa}} = 2.95\end{aligned}\right\} Z_{h_1,N_2} = 0.9$$

$$\left.\begin{aligned}P_{R,N_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},N_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{3.39\ \text{MPa}} = 2.95\\ T_{R_2,N_2} &= \frac{T_{m,2}}{T_{\text{cr},N_2}} = \frac{160\ \text{K}}{126.2\ \text{K}} = 1.27\end{aligned}\right\} Z_{h_2,N_2} = 2.4$$

O_2:

$$\left.\begin{aligned}T_{R_1,O_2} &= \frac{T_{m,1}}{T_{\text{cr},O_2}} = \frac{220\ \text{K}}{154.8\ \text{K}} = 1.42\\ P_{R,O_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},O_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{5.08\ \text{MPa}} = 1.97\end{aligned}\right\} Z_{h_1,O_2} = 1.3$$

$$\left.\begin{aligned}P_{R,O_2} &= \frac{P_m}{P_{\text{cr},O_2}} = \frac{10\ \text{MPa}}{5.08\ \text{MPa}} = 1.97\\ T_{R_1,O_2} &= \frac{T_{m,2}}{T_{\text{cr},O_2}} = \frac{160\ \text{K}}{154.8\ \text{K}} = 1.03\end{aligned}\right\} Z_{h_2,O_2} = 4.0$$

De la ecuación 12-58,

$$\begin{aligned}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{N_2} &= (\bar{h}_{1,\text{ideal}} - \bar{h}_{2,\text{ideal}})_{N_2} - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h_1} - Z_{h_2})_{N_2}\\ &= [(6\,391 - 4\,648)\ \text{kJ/kmol}] - (8.314\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K})(126.2\ \text{K})(0.9 - 2.4)\\ &= 3\,317\ \text{kJ/kmol}\\ (\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2} &= (\bar{h}_{1,\text{ideal}} - \bar{h}_{2,\text{ideal}})_{O_2} - R_u T_{\text{cr}}(Z_{h_1} - Z_{h_2})_{O_2}\\ &= [(6\,404 - 4\,657)\ \text{kJ/kmol}] - (8.314\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K})(154.8\ \text{K})(1.3 - 4.0)\\ &= 5\,222\ \text{kJ/kmol}\end{aligned}$$

En consecuencia,

$$\begin{aligned}\bar{q}_{\text{salida}} &= y_{N_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{N_2} + y_{O_2}(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2}\\ &= (0.79)(3\,317\ \text{kJ/kmol}) + (0.21)(5\,222\ \text{kJ/kmol})\\ &= \mathbf{3\,717\ kJ/kmol}\end{aligned}$$

Explicación Este resultado es casi 6% mayor que el obtenido en la parte *b*) utilizando la regla de Kay. Aunque es más de dos veces del resultado obtenido cuando se supuso la mezcla como un gas ideal.

TEMA DE INTERÉS ESPECIAL* Potencial químico y el trabajo de separación de mezclas

Cuando dos gases o dos líquidos miscibles se ponen en contacto, se mezclan y forman una solución o mezcla homogénea sin que se requiera ninguna entrada de trabajo. Es decir, la tendencia natural de las sustancias miscibles que se ponen en contacto es mezclarse entre sí. Éstos son procesos irreversibles y, en consecuencia, es imposible que ocurra de manera espontánea el proceso de separación. Por ejemplo, los gases puros nitrógeno y oxígeno fácilmente se mezclan cuando se ponen en contacto, pero una mezcla de nitrógeno y oxígeno (como el aire) nunca se separa en nitrógeno u oxígeno puros cuando se les deja solos.

Los procesos de mezcla y separación se usan con frecuencia en la práctica. Los procesos de separación requieren una entrada de trabajo (o, más generalmente, energía), y reducir esta entrada de trabajo requerida es una parte importante del proceso de diseño de las plantas de separación. La presencia de moléculas disímiles en una mezcla afecta a cada una de ellas y, por lo tanto, la influencia de la composición sobre las propiedades debe tomarse en cuenta en cualquier análisis termodinámico. En esta sección se analizarán los procesos generales de mezcla, con particular énfasis en soluciones ideales, y se determinarán la generación de entropía y la destrucción de exergía. Luego se considerará el proceso inverso de separación y se determinará la entrada de trabajo mínima (o reversible) necesaria para la separación.

La función de Gibbs específica (o energía libre de Gibbs) g se define como la propiedad de combinación $g = h - Ts$. Usando la relación $dh = v\,dP + T ds$, el cambio diferencial de la función de Gibbs de una sustancia pura que se obtiene por derivación es

$$dg = v\,dP - s\,dT \quad \text{o} \quad dG = V\,dP - S\,dT \qquad \text{(sustancia pura)} \qquad \textbf{(13-27)}$$

Para una mezcla, la función total de Gibbs es una función de dos intensas propiedades independientes así como de la composición, por lo cual se expresa como $G = G(P, T, N_1, N_2, \ldots, N_i)$. Su diferencial es

$$dG = \left(\frac{\partial G}{\partial P}\right)_{T,N} dP + \left(\frac{\partial G}{\partial T}\right)_{P,N} dT + \sum_i \left(\frac{\partial G}{\partial N_i}\right)_{P,T,N_j} dN_i \qquad \text{(mezcla)} \qquad \textbf{(13-28)}$$

donde el subíndice N_j indica que los números molares de todos los componentes en la mezcla distintos al componente i deben mantenerse constantes durante la derivación. Para una sustancia pura, el último término cae fuera debido a que la composición es fija, y la ecuación anterior debe reducirse a aquella para una sustancia pura. Comparando las ecuaciones 13-27 y 13-28 se obtiene

$$dG = V\,dP - S\,dT + \sum_i \mu_i\,dN_i \quad \text{o} \quad d\bar{g} = \bar{v}\,dP - \bar{s}\,dT + \sum_i \mu_i\,dy_i \qquad \textbf{(13-29)}$$

*Esta sección puede ignorarse sin que esto represente una pérdida de continuidad.

FIGURA 13-18
Para una sustancia pura, el potencial químico es equivalente a la función de Gibbs.

donde $y_i = N_i / N_m$ es la fracción molar del componente i (N_m es el número total de moles de la mezcla) y

$$\mu_i = \left(\frac{\partial G}{\partial N_i}\right)_{P,T,N_j} = \tilde{g}_i = \tilde{h}_i - T\tilde{s}_i \qquad \text{(para el componente } i \text{ de una mezcla)} \tag{13-30}$$

es el **potencial químico**, que es *el cambio en la función de Gibbs de la mezcla en una fase específica cuando una cantidad unitaria del componente i en la misma fase se agrega como presión y temperatura, mientras que las cantidades de todos los otros componentes se mantienen constantes*. El símbolo tilde (como en $\tilde{v}$, $\tilde{h}$ y $\tilde{s}$) se usa para denotar las **propiedades molares parciales** de los componentes. Advierta que el término sumatoria en la ecuación 13-29 es cero para un sistema de componente simple, y por ende, el potencial químico de un sistema puro en una fase dada es equivalente a la función molar de Gibbs (Fig. 13-18) puesto que $G = Ng = N\mu$, donde

$$\mu = \left(\frac{\partial G}{\partial N}\right)_{P,T} = \bar{g} = \bar{h} - T\bar{s} \qquad \text{(sustancia pura)} \tag{13-31}$$

En consecuencia, la diferencia entre el potencial químico y la función de Gibbs se debe al efecto de las moléculas disímiles en una mezcla entre ellas. Debido a este efecto molecular, el volumen de la mezcla de dos líquidos miscibles puede ser mayor o menor que la suma de los volúmenes iniciales de los líquidos individuales. Del mismo modo, la entalpía total de la mezcla de dos componentes a la misma presión y temperatura, en general, no es igual a la suma de las entalpías totales de los componentes individuales antes del mezclado; la diferencia es la entalpía (o calor) de mezclado, que es el calor liberado o absorbido conforme dos o más componentes son mezclados de manera isotérmica. Por ejemplo, el volumen de una mezcla de alcohol etílico y agua es, porcentualmente, un poco menor que la suma de los volúmenes de los líquidos individuales antes del mezclado. Además, cuando el agua y la harina se mezclan para hacer masa, la temperatura de la masa se eleva notoriamente debido a la entalpía de mezclado liberada.

Por las razones anteriores, las propiedades molares parciales de los componentes (denotadas por una tilde) deberían emplearse en la evaluación de las propiedades extensivas de una mezcla, en vez de las propiedades específicas de los componentes puros. Por ejemplo, el volumen total, la entalpía y la entropía de una mezcla deberían determinarse, respectivamente, a partir de

$$V = \sum_i N_i \tilde{v}_i \quad H = \sum_i N_i \tilde{h}_i \quad \text{y} \quad S = \sum_i N_i \tilde{s}_i \qquad \text{(mezcla)} \tag{13-32}$$

en lugar de

$$V^* = \sum_i N_i \bar{v}_i \quad H^* = \sum_i N_i \bar{h}_i \quad \text{y} \quad S^* = \sum_i N_i \bar{s}_i \tag{13-33}$$

Entonces los cambios en estas propiedades extensivas durante el mezclado se convierten en

$$\Delta V_{\text{mezclado}} = \sum_i N_i(\tilde{v}_i - \bar{v}_i),\ \Delta H_{\text{mezclado}} = \sum_i N_i(\tilde{h}_i - \bar{h}_i),\ \Delta S_{\text{mezclado}} = \sum_i N_i(\tilde{s}_i - \bar{s}_i) \tag{13-34}$$

donde $\Delta H_{\text{mezclado}}$ es la **entalpía de mezclado** y $\Delta S_{\text{mezclado}}$ es la **entropía de mezclado** (Fig. 13-19). La entalpía de mezclado es positiva para procesos de

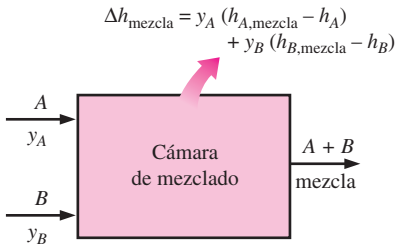


FIGURA 13-19
La cantidad de calor liberado o absorbido durante un proceso de mezclado se conoce como la entalpía (o calor) de mezclado, que es cero para soluciones ideales.

mezclado exotérmico, negativa para procesos de mezclado endotérmico, y nula para procesos de mezclado isotérmico durante los cuales ni se absorbe ni se libera calor. Advierta que el mezclado es un proceso irreversible y, por ende, la entropía de mezclado debe ser una cantidad positiva durante un proceso adiabático. El volumen específico, la entalpía y la entropía de una mezcla se determinan a partir de

$$\bar{v} = \sum_i y_i \tilde{v}_i \qquad \bar{h} = \sum_i y_i \tilde{h}_i \quad \text{y} \quad \bar{s} = \sum_i y_i \tilde{s}_i \qquad \textbf{(13-35)}$$

donde y_i es la fracción molar del componente i en la mezcla.

Reconsidere la ecuación 13-29 para dG. Recuérdese que las propiedades son funciones puntuales y que tienen diferenciales exactas. En consecuencia, la prueba de exactitud se puede aplicar al lado derecho de la ecuación 13-29 para obtener algunas relaciones importantes. Para la diferencial $dz = M\,dx + N\,dy$ de una función $z(x, y)$, la prueba de exactitud se expresa como $(\partial M/\partial y)_x = (\partial N/\partial x)_y$. Cuando la cantidad de componente i en una mezcla varía a presión o temperatura constantes otros componentes (indicados por j) se mantienen constantes, la ecuación 13-29 se simplifica a

$$dG = -S\,dT + \mu_i\,dN_i \qquad (\text{para } P = \text{constante y } N_j = \text{constante}) \qquad \textbf{(13-36)}$$

$$dG = \forall\, dP + \mu_i\,dN_i \qquad (\text{para } T = \text{constante y } N_j = \text{constante}) \qquad \textbf{(13-37)}$$

Al aplicar la prueba de exactitud a ambas relaciones se obtiene

$$\left(\frac{\partial \mu_i}{\partial T}\right)_{P,N} = -\left(\frac{\partial S}{\partial N_i}\right)_{T,P,N_j} = -\tilde{s}_i \quad \text{y} \quad \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial P}\right)_{T,N} = \left(\frac{\partial \forall}{\partial N_i}\right)_{T,P,N_j} = \tilde{v}_i \qquad \textbf{(13-38)}$$

donde el subíndice N indica que los números molares de todos los componentes (y, por lo tanto, la composición de la mezcla) permanecerán constantes. Si se toma el potencial químico de un componente como una fracción de la temperatura, la presión y las composición, entonces $\mu_i = \mu_i\,(P, T, y_1, y_2, \ldots, y_j \ldots)$, y su diferencial total puede expresarse como

$$d\mu_i = d\tilde{g}_i = \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial P}\right)_{T,y} dP + \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial T}\right)_{P,y} dT + \sum_i \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial y_i}\right)_{P,T,y_j} dy_i \qquad \textbf{(13-39)}$$

donde el subíndice y indica que las fracciones molares de todos los componentes (y por ello, la composición de la mezcla) permanecerán constantes. Al sustituir las ecuaciones 13-38 en la relación anterior se obtiene

$$d\mu_i = \tilde{v}_i\,dP - \tilde{s}_i\,dT + \sum_i \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial y_i}\right)_{P,T,y_j} dy_i \qquad \textbf{(13-40)}$$

Para una mezcla de composición fija sometida a un proceso isotérmico, la relación se simplifica a

$$d\mu_i = \tilde{v}_i\,dP \qquad (T = \text{constante}, y_i = \text{constante}) \qquad \textbf{(13-41)}$$

Mezclas de gases ideales y soluciones ideales

Cuando el efecto entre las moléculas disímiles en una mezcla es insignificante, se dice que la mezcla es una **mezcla ideal** o **solución ideal** y el *potencial químico de un componente en tal mezcla es igual a la función de Gibbs del componente puro.* Muchas soluciones líquidas encontradas en la práctica, es-

pecialmente las diluidas, satisfacen esta condición de manera muy cercana, y se consideran como soluciones ideales con error ínfimo. Como se esperaba, la aproximación de solución ideal simplifica enormemente el análisis termodinámico de las mezclas. En una solución ideal, una molécula trata a las moléculas de todos los componentes en la mezcla de la misma manera: sin atracción o repulsión adicional para las moléculas de otros componentes. Generalmente éste es el caso para las mezclas de sustancias similares tales como los productos de petróleo. Las sustancias muy disímiles como el agua y el aceite nunca se mezclarán en absoluto para formar una solución.

Para una mezcla de gases ideales a temperatura T y presión total P, el volumen molar parcial de un componente i es $\tilde{v}_i = v_i = R_u T/P$. Al sustituir esta relación en la ecuación 13-41 se obtiene

$$d\mu_i = \frac{R_u T}{P} dP = R_u T d \ln P = R_u T d \ln P_i \ (T = \text{constante}, y_i = \text{constante}, \text{gas ideal}) \quad \textbf{(13-42)}$$

dado que, a partir de la ley de presiones aditivas de Dalton, $P_i = y_i P$ para una mezcla de gases ideales, y

$$d \ln P_i = d \ln(y_i P) = d(\ln y_i + \ln P) = d \ln P \qquad (y_i = \text{constante}) \quad \textbf{(13-43)}$$

para y_i constante. Al integrar la ecuación 13-42 a temperatura constante desde la presión P de la mezcla total hasta la presión componente P_i del componente i, se obtiene

$$\mu_i(T, P_i) = \mu_i(T, P) + R_u T \ln \frac{P_i}{P} = \mu_i(T, P) + R_u T \ln y_i \qquad (\text{gas ideal}) \quad \textbf{(13-44)}$$

Para $y_i = 1$ (esto es, una sustancia pura de componente i solo), el último término en la ecuación anterior desaparece y se termina con $\mu_i(T, P_i) = \mu_i(T, P)$, que es el valor para la sustancia pura i. En consecuencia, el término $\mu_i(T, P)$ es simplemente el potencial químico de la sustancia pura i cuando existe sola a presión y temperatura de mezcla total, lo cual es equivalente a la función de Gibbs pues el potencial químico y la función de Gibbs son idénticas para sustancias puras. También advierta que el término $\mu_i(T, P)$ es independiente de la composición de la mezcla y las fracciones molares, y su valor puede ser determinado a partir de las tablas de propiedades de las sustancias puras. Entonces la ecuación 13-44 puede reescribirse de forma más explícita como

$$\mu_{i,\text{mezcla,ideal}}(T, P_i) = \mu_{i,\text{puro}}(T, P) + R_u T \ln y_i \quad \textbf{(13-45)}$$

Advierta que *el potencial químico de un componente de una mezcla de gases ideales depende de la fracción molar de los componentes, así como de la temperatura y presión de la mezcla, y es independiente de la identidad de los otros gases constituyentes.* Esto no es sorprendente ya que las moléculas de un gas ideal se comportan como si existiesen solas y no fueran influidas por la presencia de otras moléculas.

La ecuación 13-45 se desarrolló para una mezcla de gases ideales, pero también es aplicable a mezclas o soluciones que se comportan de la misma forma —esto es, mezclas o soluciones en las cuales los efectos recíprocos entre las moléculas de diferentes componentes son insignificantes—. La clase de tales mezclas se denomina *soluciones ideales* (o *mezclas ideales*), como se explicó antes. La mezcla de gases ideales descrita líneas arriba, sólo es una categoría de soluciones ideales. Otra gran categoría de estas soluciones es la de *las solu-*

ciones líquidas diluidas, como el agua salada. Es posible demostrar que la entalpía de mezclado y el cambio de volumen debido al mezclado son iguales a cero para soluciones ideales (*véase* Wark, 1995). Esto es

$$\Delta V_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i N_i(\tilde{v}_i - \bar{v}_i) = 0 \quad \text{y} \quad \Delta H_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i N_i(\tilde{h}_i - \bar{h}_i) = 0 \tag{13-46}$$

Entonces se desprende que $\tilde{v}_i = \bar{v}_i$ y $\tilde{h}_i = \bar{h}_i$. Es decir, el volumen molar parcial y la entalpía molar parcial de un componente en una solución es igual al volumen y la entalpía específicos de dicho componente cuando éste existió aislado como una sustancia pura a temperatura y presión de la mezcla. Por lo tanto, el volumen y la entalpía específicos de componentes individuales no cambian durante el mezclado si ellos forman una solución ideal. Entonces, el volumen y la entalpía específicos de una solución ideal se expresan como (Fig. 13-20)

$$\bar{v}_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i y_i \tilde{v}_i = \sum_i y_i \bar{v}_{i,\text{puro}} \quad \text{y} \quad \bar{h}_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i y_i \tilde{h}_i = \sum_i y_i \bar{h}_{i,\text{puro}} \tag{13-47}$$

Observe que éste no es el caso para la entropía y las propiedades que involucran entropía, tales como la función de Gibbs, incluso para soluciones ideales. Para obtener una relación para la entropía de una mezcla, se necesita derivar la ecuación 13-45 con respecto a la temperatura, a presión constante y fracción molar,

$$\left(\frac{\partial \mu_{i,\text{de mezclado}}(T, P_i)}{\partial T}\right)_{P,y} = \left(\frac{\partial \mu_{i,\text{puro}}(T, P)}{\partial T}\right)_{P,y} + R_u \ln y_i \tag{13-48}$$

Se observa a partir de la ecuación 13-38 que las dos derivadas parciales anteriores simplemente son el negativo de las entropías molares parciales. Al sustituir,

$$\bar{s}_{i,\text{de mezclado,ideal}}(T, P_i) = \bar{s}_{i,\text{puro}}(T, P) - R_u \ln y_1 \quad \text{(solución ideal)} \tag{13-49}$$

Se aprecia que $\ln y_i$ es una cantidad negativa pues $y_i < 1$, y entonces $-R_u \ln y_i$ siempre es positivo. De este modo, la entropía de un componente en una mezcla siempre es mayor que la entropía de dicho componente cuando éste se manifiesta solo a la temperatura y presión de mezcla. Por ello, la **entropía de mezclado** de una solución ideal se determina al sustituir la ecuación 13-49 en la ecuación 13-34:

$$\Delta S_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i N_i(\tilde{s}_i - \bar{s}_i) = -R_u \sum_i N_i \ln y_i \quad \text{(solución ideal)} \tag{13-50a}$$

o dividiendo entre el número total de moles de la mezcla N_m,

$$\Delta \bar{s}_{\text{de mezclado,ideal}} = \sum_i y_i(\tilde{s}_i - \bar{s}_i) = -R_u \sum_i y_i \ln y_i \quad \text{(total de moles de la mezcla)} \tag{13-50b}$$

Trabajo mínimo de separación de mezclas

El balance de entropía para un sistema de flujo estable se simplifica a $S_{\text{ent}} - S_{\text{sal}} + S_{\text{gen}} = 0$. Se advierte que la entropía puede ser transferida por calor y

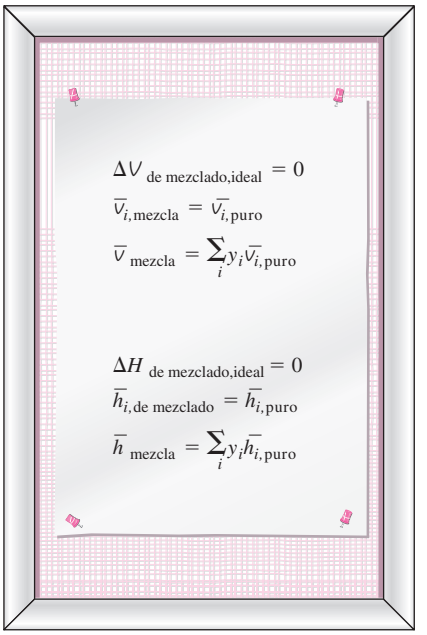

$\Delta V_{\text{de mezclado,ideal}} = 0$
$\bar{v}_{i,\text{mezcla}} = \bar{v}_{i,\text{puro}}$
$\bar{v}_{\text{mezcla}} = \sum_i y_i \bar{v}_{i,\text{puro}}$
$\Delta H_{\text{de mezclado,ideal}} = 0$
$\bar{h}_{i,\text{de mezclado}} = \bar{h}_{i,\text{puro}}$
$\bar{h}_{\text{mezcla}} = \sum_i y_i \bar{h}_{i,\text{puro}}$

FIGURA 13-20
El volumen y la entalpía específicos de los componentes individuales no cambia durante el mezclado si ellos forman una solución ideal (éste no es el caso de la entropía).

masa solamente así, la generación de entropía durante un proceso de mezclado adiabático que forma una solución ideal se convierte en

$$S_{gen} = S_{sal} - S_{ent} = \Delta S_{de\ mezclado} = -R_u \sum_i N_i \ln y_i \qquad \text{(solución ideal)} \qquad \textbf{(13-51}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

o

$$\bar{s}_{gen} = \bar{s}_{sal} - \bar{s}_{ent} = \Delta s_{de\ mezclado} = -R_u \sum_i y_i \ln y_i \qquad \text{(mezcla de un mol)} \qquad \textbf{(13-51}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

Además, al notar que $X_{destruida} = T_0 S_{gen}$, la exergía destruida durante este proceso (y durante cualquier otro) se obtiene al multiplicar la generación de entropía por la temperatura del ambiente T_0. Esto produce

$$X_{destruida} = T_0 S_{gen} = -R_u T_0 \sum_i N_i \ln y_i \qquad \text{(solución ideal)} \qquad \textbf{(13-52}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

o

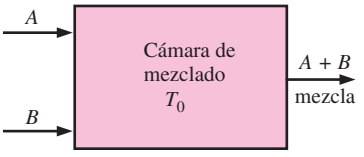
$$\bar{x}_{destruida} = T_0 \bar{s}_{gen} = -R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \qquad \text{(mezcla de un mol)} \qquad \textbf{(13-52}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

La exergía destruida representa el trabajo potencial desperdiciado —el trabajo que sería producido si el proceso de mezclado ocurriese de manera reversible—. Para un proceso reversible o "termodinámicamente perfecto", la generación de entropía y, por ende, la energía destruida es cero. Además, para procesos reversibles, la salida de trabajo es un máximo (o la entrada de trabajo es un mínimo si el proceso no ocurre de manera natural y requiere entrada). La diferencia entre el trabajo reversible y el verdadero trabajo útil se debe a irreversibilidades, y es igual a la destrucción de exergía. En consecuencia, $X_{destruida} = W_{rev} - W_{verdadero}$. Entonces se sigue que para un proceso que ocurre de manera natural, durante el cual no se produce trabajo ("W", por su sigla en inglés), el trabajo reversible es igual a la destrucción de exergía (Fig. 13-21). Por lo tanto, para el proceso de mezclado adiabático que forma una solución ideal, el trabajo reversible (total y por mol unitaria de mezcla) es, de acuerdo con la ecuación 13-52,

$$W_{rev} = -R_u T_0 \sum_i N_i \ln y_i \quad \text{y} \quad \bar{w}_{rev} = -R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \qquad \textbf{(13-53)}$$

Un proceso reversible, por definición, es aquel que puede ser revertido sin dejar un efecto neto en los entornos. Esto requiere que la dirección de todas las interacciones sea revertida mientras sus magnitudes permanecen iguales cuando el proceso es revertido. En consecuencia, la entrada de trabajo durante un proceso de separación reversible debe ser igual a la salida de trabajo durante el proceso revertido de mezclado. Una violación de este principio sería una violación de la segunda ley de la termodinámica. La entrada de trabajo requerido para un proceso de separación reversible es la entrada de trabajo mínimo requerido para lograr dicha separación, ya que la entrada de trabajo para los procesos reversibles siempre es menor que la entrada de trabajo de los correspondientes procesos irreversibles. Entonces, la entrada de trabajo mínimo requerido para el proceso de separación se expresa como

$$W_{mín,ent} = -R_u T_0 \sum_i N_i \ln y_i \quad \text{y} \quad \bar{w}_{mín,ent} = -R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \qquad \textbf{(13-54)}$$



$W_{rev} = X_{destrucción} = T_0 S_{gen}$

FIGURA 13-21

Para un proceso que ocurre naturalmente, durante el cual no se produce ni se consume trabajo, el trabajo reversible es igual a la destrucción de exergía.

También puede expresarse en la forma de tasa como

$$\dot{W}_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 \sum_i \dot{N}_i \ln y_i = -\dot{N}_m R_u T_0 \sum_i y_i \ln y_i \qquad \text{(kW)} \quad \textbf{(13-55)}$$

donde $\dot{W}_{\text{mín,ent}}$ es la entrada de potencia mínima requerida para separar una solución que tiende a una tasa de $\dot{N}_m$ kmol/s (o $\dot{m}_m = \dot{N}_m M_m$ kg/s) en sus componentes. El trabajo de separación por unidad de masa de mezcla se determina a partir de $w_{\text{mín,ent}} = \overline{w}_{\text{mín,ent}}/M_m$, donde M_m es la masa molar aparente de la mezcla.

Las anteriores relaciones de trabajo mínimo son para la separación completa de los componentes en la mezcla. La entrada de trabajo requerido será menor si las corrientes existentes no son puras. El trabajo reversible para separación incompleta puede determinarse mediante el cálculo del trabajo mínimo de separación para la mezcla de entrada y los trabajos mínimos de separación para las mezclas salientes, y luego tomando sus diferencias.

Procesos de mezclado reversibles

Los procesos de mezclado que ocurren naturalmente son irreversibles, y todo el trabajo potencial se desperdicia durante dichos procesos. Por ejemplo, cuando el agua fresca de un río se mezcla con el agua salina en un océano, se pierde una oportunidad para producir trabajo. Si este mezclado se realiza reversiblemente (mediante el uso de membranas semipermeables, por ejemplo) puede producirse cierto trabajo. La cantidad máxima de trabajo que puede obtenerse durante un proceso de mezclado es igual a la cantidad mínima de entrada de trabajo necesaria para el correspondiente proceso de separación (Fig. 13-22). Esto es,

$$W_{\text{máx,sal,de mezclado}} = W_{\text{mín,en,separación}} \qquad \textbf{(13-56)}$$

Por lo tanto, las relaciones de entrada de trabajo mínimo expuestas con anterioridad para la separación, también pueden emplearse para determinar la salida de trabajo máximo para mezclado.

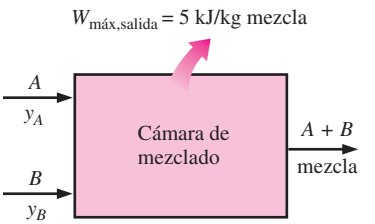
Las relaciones de entrada de trabajo mínimo son independientes de cualquier equipo o proceso. Por ende, las relaciones desarrolladas anteriormente son aplicables para cualquier proceso de separación sin importar el equipo, sistema o proceso reales, y se utilizan para una amplia gama de procesos de separación, incluyendo la desalinización del mar o agua salobre.

Eficiencia de segunda ley

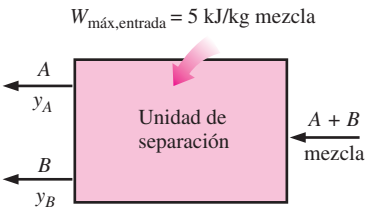
La eficiencia de segunda ley es una medida de cuán cercanamente un proceso se aproxima a un proceso reversible correspondiente, y ello indica el rango disponible para mejorías potenciales. Advierta que los rangos de eficiencia de segunda ley varían desde 0% para procesos totalmente irreversibles hasta 100% para procesos totalmente reversibles; por ello, la eficiencia de segunda ley para los procesos de separación y mezclado se define como

$$\eta_{\text{II,separación}} = \frac{\dot{W}_{\text{mín,ent}}}{\dot{W}_{\text{real,ent}}} = \frac{w_{\text{mín,ent}}}{w_{\text{real,ent}}} \quad \text{y} \quad \eta_{\text{II, mezclado}} = \frac{\dot{W}_{\text{real,sal}}}{\dot{W}_{\text{máx,sal}}} = \frac{w_{\text{real,sal}}}{w_{\text{máx,sal}}} \qquad \textbf{(13-57)}$$

donde $\dot{W}_{\text{real,ent}}$ es la entrada de potencial verdadero, real (o consumo de exergía), de la planta o sistema de separación; y $\dot{W}_{\text{real,sal}}$ es la potencia real producida durante el mezclado. Advierta que la eficiencia de segunda ley siempre es menor que 1 dado que el proceso de separación real requerirá una mayor can-



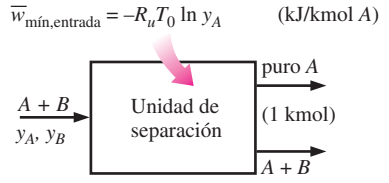
a) Mezclado



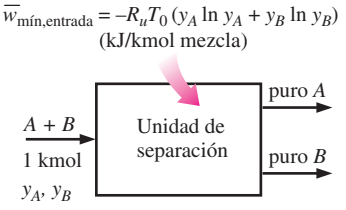
b) Separación

FIGURA 13-22

Bajo condiciones reversibles, el trabajo consumido durante la separación es igual al trabajo producido durante el proceso inverso de mezclado.



a) Separando 1 kmol de *A* desde un amplio cuerpo de mezcla



b) Separación completa de una mezcla de 1 kmol en sus componentes *A* y *B*

FIGURA 13-23
El trabajo mínimo requerido para separar una mezcla de dos componentes para los dos casos límite.

tidad de entrada de trabajo debido a irreversibilidades. Por lo tanto, la entrada de trabajo mínimo y la eficiencia de segunda ley proporcionan una base para comparar los procesos de separación reales de los "idealizados", y para valorar el rendimiento termodinámico de las plantas de separación.

Una eficiencia de segunda ley para procesos de mezclado también puede definirse como el trabajo real producido durante el mezclado dividido entre el potencial de trabajo máximo disponible. Sin embargo, esta definición no tiene mucho valor práctico, puesto que no se realiza esfuerzo para producir trabajo durante la mayor parte de los procesos de mezclado y, por ello, la eficiencia de segunda ley es cero.

Caso especial: separación de una mezcla de dos componentes

Considere una mezcla de dos componentes, *A* y *B*, cuyas fracciones molares son y_A y y_B. Advierta que $y_B = 1 - y_A$, la entrada de trabajo mínimo requerido para separar por completo 1 kmol de esta mezcla, a temperatura T_0, en *A* puro y *B* puro es, a partir de la ecuación 13-54,

$$\overline{w}_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) \qquad \text{(kJ/kmol mezcla)} \qquad \textbf{(13-58}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

o

$$W_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 (N_A \ln y_A + N_B \ln y_B) \qquad \text{(kJ)} \qquad \textbf{(13-58}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

o, a partir de la ecuación 13-55,

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{mín,ent}} &= -\dot{N}_m R_u T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) \\ &= -\dot{m}_m R_m T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) \qquad \text{(kW)} \end{aligned} \qquad \textbf{(13-58}\boldsymbol{c}\textbf{)}$$

Ciertos procesos de separación involucran la extracción de tan sólo uno de los componentes de una gran cantidad de mezcla, de modo que la composición de la mezcla restante permanece prácticamente igual. Considere una mezcla de dos componentes *A* y *B* cuyas fracciones molares son y_A y y_B, respectivamente. El trabajo mínimo requerido para separar 1 kmol de componente puro *A* de la mezcla de $N_m = N_A + N_B$ kmol (con $N_A \gg 1$) está determinado por la sustracción del trabajo mínimo requerido para separar la mezcla restante $-R_u T_0[(N_A - 1)\ln y_A + N_B \ln y_B]$ del trabajo mínimo requerido para separar la mezcla inicial $W_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 (N_A \ln y_A + N_B \ln y_B)$. Esto produce (Fig. 13-23)

$$\overline{w}_{\text{mín,ent}} = -R_u T_0 \ln y_A = R_u T_0 \ln(1/y_A) \qquad \text{(kJ/kmol A)} \qquad \textbf{(13-59)}$$

El trabajo mínimo necesario para separar una masa unitaria (1 kg) de componente *A* se determina a partir de la relación anterior mediante la sustitución de R_u por R_A (o al dividir la relación anterior entre la masa molar del componente *A*) ya que $R_A = R_u/M_A$. La ecuación 13-59 también proporciona la cantidad máxima de trabajo que puede realizarse conforme una unidad de componente *A* puro se mezcla con una gran cantidad de mezcla $A + B$.

Una aplicación: procesos de desalinización

Las necesidades de agua potable del mundo están aumentando de manera constante debido a: el crecimiento poblacional, elevados estándares de vida, la industrialización y la irrigación en agricultura. Existen más de 10 mil plantas desalinizadoras en el mundo, con una capacidad total de agua dulce de 5 mil

millones de galones al día. Arabia Saudita es el mayor usuario de la desalinización, con aproximadamente 25% de la capacidad mundial, y Estados Unidos es el segundo mayor usuario, con 10%. Los principales métodos de desalinización son la destilación y la ósmosis inversa. Las relaciones anteriores se pueden usar directamente para procesos de desalinización, considerando el agua (el solvente) como el componente A y las sales disueltas (el soluto) como el componente B. Entonces, el trabajo mínimo necesario para producir 1 kg de agua pura a partir de un gran depósito de agua de mar o salobre a temperatura T_0 en un ambiente a T_0 es, a partir de la ecuación 13-59,

Desalinización: $$w_{\text{mín,ent}} = -R_w T_0 \ln(1/y_w) \qquad \text{(kJ/kg agua pura)} \qquad \textbf{(13-60)}$$

donde $R_w = 0.4615$ kJ/kg · K es la constante de gas del agua y y_w es la fracción molar de agua en el agua de mar o salobre. La relación anterior también brinda la cantidad máxima de trabajo que puede producirse conforme 1 kg de agua fresca (de un río, por ejemplo) se mezcla con agua de mar cuya fracción molar de agua es y_w.

El trabajo reversible asociado con el flujo líquido también puede expresarse en términos de diferencia de presión ΔP y diferencia de elevación Δz (energía potencial) como $w_{\text{mín,ent}} = \Delta P/\rho = g\,\Delta z$ donde ρ es la densidad del líquido. Al combinar estas relaciones con la ecuación 13-60 se obtiene

$$\Delta P_{\text{mín}} = \rho w_{\text{mín,ent}} = \rho R_w T_0 \ln(1/y_w) \qquad \text{(kPa)} \qquad \textbf{(13-61)}$$

y

$$\Delta z_{\text{mín}} = w_{\text{mín,ent}}/g = R_w T_0 \ln(1/y_w)/g \qquad \text{(m)} \qquad \textbf{(13-62)}$$

donde $\Delta P_{\text{mín}}$ es la **presión osmótica**, que representa la diferencia de presión a través de una membrana semipermeable que separa agua fresca de agua salina bajo condiciones de equilibrio; ρ es la densidad del agua salobre, y $\Delta z_{\text{mín}}$ es la **elevación osmótica**, la cual representa la distancia vertical que el agua salina se elevaría al separarla del agua fresca por medio de una membrana que es permeable a las moléculas de agua solas (de nuevo en equilibrio). Para procesos de desalinización, $\Delta P_{\text{mín}}$ representa la presión mínima que el agua salina debe ser comprimida para forzar las moléculas de agua en el agua salina a través de la membrana hacia el lado del agua fresca durante un proceso de desalinización por ósmosis inversa. De manera alterna $\Delta z_{\text{mín}}$ representa la altura mínima sobre el nivel del agua corriente que el agua salina debe elevarse para producir la diferencia de presión osmótica requerida a través de la membrana para obtener agua dulce. $\Delta z_{\text{mín}}$ también representa la altura que el agua con materia orgánica disuelta dentro de las raíces alcanzará a través del árbol cuando las raíces estén rodeadas con agua fresca con las raíces actuando como membranas semipermeables. El proceso de ósmosis inversa con membranas semipermeables también se emplea en máquinas de diálisis para purificar la sangre de los pacientes con riñones dañados.

EJEMPLO 13-6 Obtención de agua dulce a partir de agua de mar

Se va a obtener agua corriente a partir de agua de mar a 15°C con una salinidad de 3.48% sobre base de masa (o TDS = 34 800 ppm). Determine *a*) las fracciones molares de agua y las sales en el agua de mar, *b*) la entrada de trabajo mínimo requerido para separar completamente 1 kg de agua de

mar en agua pura y sales puras, *c*) la entrada de trabajo mínimo requerido para obtener 1 kg de agua dulce usando la del mar, y *d*) la presión estimada mínima a la que el agua de mar debe elevarse si el agua fresca debe obtenerse por ósmosis inversa usando membranas semipermeables.

Solución Se debe obtener agua corriente a partir de agua de mar. Deben determinarse las fracciones molares del agua de mar, los trabajos mínimos de separación necesarios para los dos casos límite, y la presurización requerida de agua de mar para ósmosis inversa.

Suposiciones **1** El agua de mar es una solución ideal dado que está diluida. **2** El total de sólidos disueltos en agua puede tratarse como sal de mesa (NaCl). **3** La temperatura ambiente también es de 15°C.

Propiedades Las masas molares del agua y la sal son $M_w = 18.0$ kg/kmol y $M_s = 58.44$ kg/kmol, respectivamente. La constante de gas del agua pura es $R_w = 0.4615$ kJ/kg · K (Tabla A-1). La densidad del agua de mar es 1 028 kg/m^3.

Análisis *a*) Advierta que las fracciones de masa de las sales y el agua en el agua de mar son $\text{fm}_s = 0.0348$ y $\text{fm}_w = 1 - \text{fm}_s = 0.9652$, respectivamente; las fracciones molares están determinadas a partir de las ecuaciones 13-4 y 13-5 como

$$M_m = \frac{1}{\dfrac{\text{fm}_i}{M_i}} = \frac{1}{\dfrac{\text{fm}_s}{M_s} + \dfrac{\text{fm}_w}{M_w}} = \frac{1}{\dfrac{0.0348}{58.44} + \dfrac{0.9652}{18.0}} = 18.44 \text{ kg/kmol}$$

$$y_w = \text{fm}_w \frac{M_m}{M_w} = 0.9652 \frac{18.44 \text{ kg/kmol}}{18.0 \text{ kg/kmol}} = 0.9888$$

$$y_s = 1 - y_w = 1 - 0.9888 = 0.0112 = 1.12\%$$

b) La entrada mínima de trabajo requerida para separar completamente 1 kg de agua de mar en agua pura y sales puras es

$$\begin{aligned} \bar{w}_{\text{mín,ent}} &= -R_u T_0 (y_A \ln y_A + y_B \ln y_B) = -R_u T_0 \, (y_w \ln y_w + y_s \ln y_s) \\ &= -(8.314 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K})(288.15 \text{ K})(0.9888 \ln 0.9888 + 0.0112 \ln 0.0112) \\ &= 147.2 \text{ kJ/kmol} \end{aligned}$$

$$w_{\text{mín,ent}} = \frac{\bar{w}_{\text{mín,ent}}}{M_m} = \frac{147.2 \text{ kJ/kmol}}{18.44 \text{ kg/kmol}} = \mathbf{7.98 \text{ kJ/kg agua de mar}}$$

Por lo tanto, toma un mínimo de 7.98 kJ de entrada de trabajo separar 1 kg de agua de mar en 0.0348 kg de sal y 0.9652 kg (aproximadamente 1 kg) de agua dulce.

c) La entrada mínima de trabajo requerida para producir 1 kg de agua corriente a partir del agua de mar es

$$\begin{aligned} w_{\text{mín,ent}} &= R_w T_0 \ln(1/y_w) \\ &= (0.4615 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(288.15 \text{ K}) \ln(1/0.9888) \\ &= \mathbf{1.50 \text{ kJ/kg agua corriente}} \end{aligned}$$

Observe que toma aproximadamente 5 veces más trabajo separar de manera completa 1 kg de agua de mar en agua fresca y sal, de los que toma producir 1 kg de agua dulce a partir de una gran cantidad de agua de mar.

d) La presión osmótica en este caso es

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{mín}} &= \rho_m R_w T_0 \ln(1/y_w)\\ &= (1\,028\ \text{kg/m}^3)(0.4615\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(288.15\ \text{K})\ln(1/0.9888)\\ &= \mathbf{1\,540\ kPa}\end{aligned}$$

que es igual a la presión manométrica mínima a la cual el agua de mar debe comprimirse si el agua fresca va a ser descargada a la presión atmosférica local. Como una opción para presurización, la altura mínima sobre el nivel de agua corriente a la que debe ser elevada el agua de mar para producir agua fresca es (Fig. 13-24)

$$\Delta z_{\text{mín}} = \frac{w_{\text{mín,ent}}}{g} = \frac{1.50\ \text{kJ/kg}}{9.81\ \text{m/s}^2}\left(\frac{1\ \text{kg}\cdot\text{m/s}^2}{1\ \text{N}}\right)\left(\frac{1\,000\ \text{N}\cdot\text{m}}{1\ \text{kJ}}\right) = 153\ \text{m}$$

Explicación Los trabajos de separación mínimos determinados en el párrafo anterior también representan los trabajos máximos que pueden producirse durante el proceso inverso de mezclado. En consecuencia, se producen 7.98 kJ de trabajo cuando 0.0348 kg de sal se mezclan reversiblemente con 0.9652 kg de agua para producir 1 kg de agua salina, y se producen 1.50 kJ de trabajo conforme 1 kg de agua dulce se mezcla reversiblemente con agua de mar. Por lo tanto, la potencia que puede ser generada conforme un río con una tasa de flujo de 10^6 m^3/s mezclada reversiblemente con agua de mar a través de una membrana semipermeable, es (Fig. 13-25)

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{máx,sal}} &= \rho\dot{V}w_{\text{máx,sal}} = (1\,000\ \text{kg/m}^3)(10^6\ \text{m}^3/\text{s})(1.50\ \text{kJ/kg})\left(\frac{1\ \text{MW}}{10^3\ \text{kJ/s}}\right)\\ &= 1.5\times 10^6\ \text{MW}\end{aligned}$$

lo que muestra la tremenda cantidad de potencia disipada cuando los ríos desembocan en los mares.

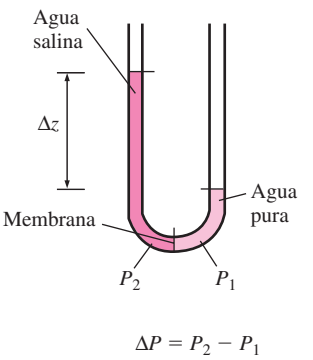


FIGURA 13-24
La presión osmótica y la elevación del agua salina.

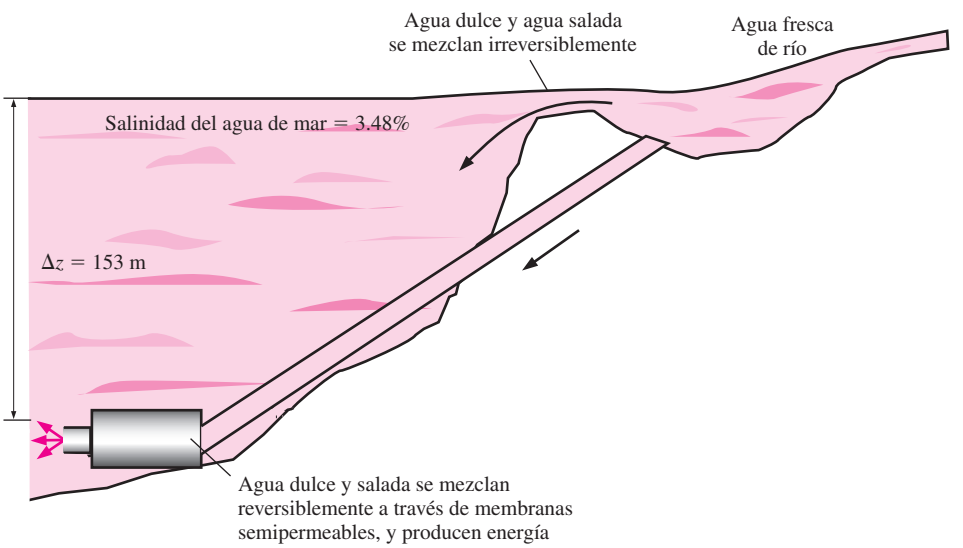

Agua dulce y agua salada se mezclan irreversiblemente
Agua fresca de río
Salinidad del agua de mar = 3.48%
Δz = 153 m
Agua dulce y salada se mezclan reversiblemente a través de membranas semipermeables, y producen energía

FIGURA 13-25
Se puede producir potencia al mezclar reversiblemente soluciones de diferentes concentraciones.

RESUMEN

Una mezcla de dos o más gases de una composición química fija se llama *mezcla de gases no reactiva.* La composición de una mezcla de gases se describe especificando la *fracción molar* o la *fracción de masa* de cada componente, definidas como

$$\text{fm}_i = \frac{m_i}{m_m} \quad \text{y} \quad y_i = \frac{N_i}{N_m}$$

donde

$$m_m = \sum_{i=1}^{k} m_i \quad \text{y} \quad N_m = \sum_{i=1}^{k} N_i$$

La *masa molar aparente* (o promedio) y la *constante de gas* de una mezcla se expresan como

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \sum_{i=1}^{k} y_i M_i \quad \text{y} \quad R_m = \frac{R_u}{M_m}$$

Además,

$$\text{fm}_i = y_i \frac{M_i}{M_m} \quad \text{y} \quad M_m = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k} \frac{\text{fm}_i}{M_i}}$$

La *ley de Dalton de las presiones aditivas* establece que la presión de una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones que cada gas ejercería si existieran aislados a la temperatura y volumen de la mezcla. La *ley de Amagat de los volúmenes aditivos* establece que el volumen de una mezcla de gases es igual a la suma de los volúmenes que cada gas ocuparía si existieran solos a la temperatura y presión de la mezcla. Las leyes de Dalton y Amagat se cumplen con exactitud para las mezclas de gas ideal, aunque sólo en forma aproximada para las mezclas de gas real. Pueden expresarse como

Ley de Dalton: $$P_m = \sum_{i=1}^{k} P_i(T_m, V_m)$$

Ley de Amagat: $$V_m = \sum_{i=1}^{k} V_i(T_m, P_m)$$

Aquí P_i se llama la *presión del componente* y V_i recibe el nombre de *volumen del componente*. Además, la relación P_i/P_m se denomina como la *fracción de presión*, y la relación V_i/V_m se conoce como *fracción de volumen* del componente i. Para *gases ideales* P_i y V_i pueden relacionarse con y_i mediante

$$\frac{P_i}{P_m} = \frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

La cantidad $y_i P_m$ se conoce como *presión parcial* y la cantidad $y_i V_m$ se denomina *volumen parcial.* El comportamiento P-v-T de mezclas de gas real puede predecirse con gráficas de compresibilidad generalizadas. El factor de compresibilidad de la mezcla se expresa en términos de los factores de compresibilidad de los gases individuales como

$$Z_m = \sum_{i=1}^{k} y_i Z_i$$

donde Z_i está determinada en T_m y V_m (ley de Dalton) o en T_m y P_m (ley de Amagat) para cada gas individual. El comportamiento P-v-T de una mezcla de gases puede predecirse también de manera aproximada por medio de la *regla de Kay*, que implica considerar una mezcla de gases como una sustancia pura con propiedades pseudocríticas determinadas por

$$P'_{\text{cr},m} = \sum_{i=1}^{k} y_i P_{\text{cr},i} \quad \text{y} \quad T'_{\text{cr},m} = \sum_{i=1}^{k} y_i T_{\text{cr},i}$$

En general, las *propiedades extensivas* de una mezcla de gases se determinan sumando las contribuciones de cada componente de la mezcla. Sin embargo, la evaluación de las *propiedades intensivas* de una mezcla de gases implica promediar en términos de la masa o de fracciones molares:

$$U_m = \sum_{i=1}^{k} U_i = \sum_{i=1}^{k} m_i u_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{u}_i$$

$$H_m = \sum_{i=1}^{k} H_i = \sum_{i=1}^{k} m_i h_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{h}_i$$

$$S_m = \sum_{i=1}^{k} S_i = \sum_{i=1}^{k} m_i s_i = \sum_{i=1}^{k} N_i \bar{s}_i$$

y

$$u_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i u_i \quad \text{y} \quad \bar{u}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{u}_i$$

$$h_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i h_i \quad \text{y} \quad \bar{h}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{h}_i$$

$$s_m = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i s_i \quad \text{y} \quad \bar{s}_m = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{s}_i$$

$$c_{v,m} = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i c_{v,i} \quad \text{y} \quad \bar{c}_{v,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{c}_{v,i}$$

$$c_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} \text{fm}_i c_{p,i} \quad \text{y} \quad \bar{c}_{p,m} = \sum_{i=1}^{k} y_i \bar{c}_{p,i}$$

Estas relaciones son exactas para mezclas de gases ideales y aproximadas para mezclas de gases reales. Las propiedades o los cambios de propiedades de los componentes individuales se determinan mediante las relaciones de gases ideales o de gases reales de los capítulos anteriores.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 2a. edición, Nueva York, Wiley Interscience, 1977.
2. Y.A. Çengel, Y. Cerci y B. Word, "Second Law Analysis of Separation Processes of Mixtures", *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Nashville, Tennessee, 1999.
3. Y. Cerci, Y.A. Çengel y B. Wood, "The Minimum Separation Work for Desalination Process", *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Nashville, Tennessee, 1999.
4. J.P. Holman, *Thermodynamics*, 3a. edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1980.
5. K. Wark, Jr., *Advanced Thermodynamics for Engineers*, Nueva York, McGraw-Hill, 1995.

PROBLEMAS*

Composición de mezclas de gases

13-1C ¿Qué es la *constante de gas aparente* en una mezcla de gases? ¿Puede ser mayor que la constante de gas más grande en la mezcla?

13-2C Considere una mezcla de dos gases. ¿Es posible determinar la masa molar aparente de esta mezcla a partir del promedio aritmético de las masas molares de los gases individuales?

13-3C ¿Qué es la *masa molar aparente* para una mezcla de gases? ¿La masa de cada molécula en la mezcla es igual a la masa molar aparente?

13-4C Considere una mezcla de varios gases de masas idénticas. ¿Serán idénticas todas las fracciones de masa? ¿Qué sucede con las fracciones molares?

13-5C La suma de las fracciones molares de una mezcla de gases ideales es igual a 1. ¿También ocurre esto en una mezcla de gases reales?

13-6C ¿Qué son las fracciones de masa y molares?

13-7C A partir de las definiciones de fracciones de masa y molares, derive una relación entre ellas.

13-8C Alguien afirma que las fracciones de masa y molares para una mezcla de gases CO_2 y N_2O son idénticas. ¿Es cierto?, ¿por qué?

13-9C Considere una mezcla de dos gases A y B. Demuestre que cuando se conocen las fracciones de masa fm_A y fm_B, las fracciones molares pueden determinarse a partir de la ecuación

$$y_A = \frac{M_B}{M_A(1/fm_A - 1) + M_B} \quad \text{y} \quad y_B = 1 - y_A$$

donde M_A y M_B son las masas molares de A y B.

13-10 La composición del aire húmedo está dada sobre base molar como 78 por ciento de N_2, 20 por ciento de O_2 y 2 por ciento de vapor de agua. Determine las fracciones de masa de los constituyentes del aire.

13-11 Una mezcla gaseosa tiene la siguiente composición sobre una base molar: 60 por ciento de N_2 y 40 por ciento de CO_2. Determine el análisis gravimétrico de la mezcla, su masa molar y la constante de gas.

13-12 Repita el problema 13-11 sustituyendo N_2 por O_2.

13-13 Una mezcla gaseosa se compone de 5 kg de O_2, 8 kg de N_2 y 10 kg de CO_2. Determine *a*) la fracción de masa de cada componente, *b*) la fracción molar de cada componente, y *c*) la masa molar promedio y la constante de gas de la mezcla.

13-14 Determine la fracción molar de una mezcla gaseosa que se compone de 75 por ciento de CH_4 y 25 por ciento de CO_2 en masa. Determine también la constante de gas de la mezcla.

13-15 Una mezcla gaseosa se compone de 8 kmol de H_2 y 2 kmol de N_2. Determine la masa de cada gas y la constante de gas aparente de la mezcla.

Respuestas: 16 kg, 56 kg, 1.155 kJ/kg · K

13-16E Una mezcla gaseosa se compone de 5 lbmol de H_2 y 4 lbmol de N_2. Determine la masa de cada gas y la constante de gas aparente de la mezcla.

13-17 Una mezcla gaseosa consiste de 20 por ciento de O_2, 30 por ciento de N_2 y 50 por ciento de CO_2 con base en la masa. Determine el análisis volumétrico de la mezcla y la constante de gas aparente.

Comportamiento *P-v-T* de mezclas de gases

13-18C ¿Una mezcla de gases ideales es también un gas ideal? Dé un ejemplo.

13-19C Exprese la ley de Dalton de las presiones aditivas. ¿Acaso esta ley se cumple exactamente para mezclas de gases ideales? ¿Qué sucede con mezclas de gases no ideales?

13-20C Exprese la ley de Amagat de los volúmenes aditivos. ¿Esta ley se cumple exactamente para mezclas de gases ideales? ¿Cómo ocurre en mezclas de gases no ideales?

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan unidades SI pueden ignorarlos. Los problemas con el ícono CD-EES se resuelven mediante el EES y las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES que acompaña a este libro.

13-21C ¿Cómo se expresa el comportamiento *P-v-T* de un componente en una mezcla de gases ideales? ¿Cómo se expresa el comportamiento *P-v-T* de un componente en una mezcla de gases reales?

13-22C ¿Cuál es la diferencia entre el *componente de presión* y la *presión parcial*? ¿Cuándo son equivalentes ambas?

13-23C ¿Cuál es la diferencia entre el *componente de volumen* y el *volumen parcial*? ¿Cuándo son equivalentes?

13-24C En una mezcla gaseosa, ¿cuál componente tendrá la presión parcial más elevada: aquel con el número de moles más alto o aquel con la masa molar más grande?

13-25C Considere un recipiente rígido que contiene una mezcla de dos gases ideales. Se abre una válvula y escapa un poco de gas. Como resultado, la presión en el recipiente disminuye. ¿Cambiará la presión parcial de cada componente? ¿Qué sucede con la fracción de presión de cada componente?

13-26C Considere un recipiente rígido que contiene una mezcla de dos gases ideales. La mezcla se calienta y la presión y la temperatura en el recipiente aumentan. ¿Cambiará la presión parcial de cada componente? ¿Qué sucede con la fracción de presión de cada componente?

13-27C ¿Es correcto el siguiente enunciado? "*El volumen de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de los volúmenes de cada gas individual en la mezcla.*" Si no es así, ¿cómo lo corregiría?

13-28C ¿Es correcto el siguiente enunciado? "*La temperatura de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de las temperaturas de cada gas individual en la mezcla.*" Si no es así, ¿cómo lo corregiría?

13-29C ¿Es correcto el siguiente enunciado? "*La presión de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de las presiones parciales de cada gas individual en la mezcla.*" Si no es así, ¿cómo lo corregiría?

13-30C Explique cómo una mezcla de gas real puede tratarse como una sustancia pseudopura utilizando la regla de Kay.

13-31 Un recipiente rígido contiene 8 kmol de gas O_2 y 10 kmol de gas CO_2 a 290 K y 150 kPa. Estime el volumen del recipiente. *Respuesta:* 289 m^3

13-32 Repita el problema 13-31 para una temperatura de 400 K.

13-33 Un recipiente rígido contiene 0.5 kmol de Ar y 2 kmol de N_2 a 250 kPa y 280 K. Después la mezcla se calienta hasta 400 K. Determine el volumen del recipiente y la presión final de la mezcla.

13-34 Una mezcla gaseosa a 300 K y 200 kPa está compuesta por 1 kg de CO_2 y 3 kg de CH_4. Determine la presión parcial de cada gas y la masa molar aparente de la mezcla.

13-35E Una mezcla de gases a 600 R y 20 psia está compuesta por 1 lbm de CO_2 y 3 lbm de CH_4. Determine la presión parcial de cada gas y la masa molar aparente de la mezcla gaseosa.

13-36 Un recipiente rígido de 0.3 m^3 contiene 0.6 kg de N_2 y 0.4 kg de O_2 a 300 K. Determine la presión parcial de cada gas y la presión total de la mezcla. *Respuestas:* 178.1 kPa, 103.9 kPa, 282.0 kPa

13-37 Una mezcla gaseosa a 350 K y 300 kPa tiene el siguiente análisis volumétrico: 65 por ciento de N_2, 20 por ciento de O_2 y 15 por ciento de CO_2. Determine la fracción de masa y la presión parcial de cada gas.

13-38 Un recipiente rígido que contiene 1 kg de N_2 a 25°C y 300 kPa se conecta a otro contenedor rígido que contiene 3 kg de O_2 a 25°C y 500 kPa. Se abre la válvula que conecta ambos recipientes y se permite que los dos gases se mezclen. Si la temperatura final de la mezcla es de 25°C, determine el volumen de cada contenedor y la presión final de la mezcla. *Respuestas:* 0.295 m^3, 0.465 m^3, 422 kPa

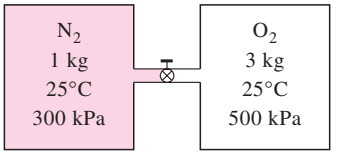


FIGURA P13-38

13-39 Un volumen de 0.3 m^3 de O_2 a 200 K y 8 MPa se mezcla con 0.5 m^3 de N_2 a la misma temperatura y presión, y forma una mezcla a 200 K y 8 MPa. Determine el volumen de la mezcla, con *a*) la ecuación de estado de gas ideal, *b*) la regla de Kay y *c*) la gráfica de compresibilidad y la ley de Amagat. *Respuestas: a)* 0.8 m^3, *b)* 0.79 m^3, *c)* 0.80 m^3

13-40 Un recipiente rígido contiene 1 kmol de gas Ar a 220 K y 5 MPa. Se abre una válvula y se deja que 3 kmol de gas N_2 entren al recipiente a 190 K y 8 MPa. La temperatura final de la mezcla es 200 K. Determine la presión de la mezcla, con *a*) la ecuación de estado de gas ideal y *b*) la gráfica de compresibilidad y la ley de Dalton.

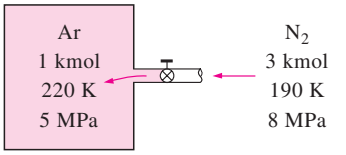


FIGURA P13-40

13-41 Reconsidere el problema 13-40. Usando el software EES (u otro) estudie los efectos de variar las moles del nitrógeno suministrado por los contenedores sobre el rango de 1 hasta 10 kmol de N_2. Grafique la presión final de la mezcla como una función de la cantidad de nitrógeno suministrado utilizando la ecuación de estado de gas ideal y la tabla de compresibilidad con la ley de Dalton.

13-42E Un recipiente rígido contiene 1 lbmol de gas Ar a 400 R y 750 psia. Se abre una válvula y se deja que 3 lbmol

de gas N_2 entren al recipiente a 340 R y 1 200 psia. La temperatura final de la mezcla es 360 R. Determine la presión de la mezcla, con *a*) la ecuación de estado de gas ideal y *b*) la gráfica de compresibilidad y la ley de Dalton.
Respuestas: a) 2 700 psia, *b*) 2 507 psia

Propiedades de mezclas de gases

13-43C ¿Acaso la energía interna total de una mezcla de gases ideales es igual a la suma de las energías internas de cada gas individual en la mezcla? Conteste esto para una mezcla de gases reales.

13-44C ¿La energía interna específica de una mezcla gaseosa será igual a la suma de la energía interna específica de cada gas individual en la mezcla?

13-45C Conteste los problemas 13-43C y 13-44C para la entropía.

13-46C ¿El cambio en la energía interna total de una mezcla de gases ideales será igual a la suma de los cambios de la energía interna de cada gas individual en la mezcla? Conteste la misma pregunta para una mezcla de gases reales.

13-47C Cuando se evalúa el cambio de entropía de los componentes de una mezcla de gases ideales, ¿es necesario considerar la presión parcial de cada componente o la presión total de la mezcla?

13-48C Suponga que se desea determinar el cambio de entalpía de una mezcla de gases reales sometida a un proceso. El cambio de entalpía de cada gas individual se determina mediante la gráfica de entalpía generalizada, y el cambio de la entalpía de la mezcla se encuentra al sumar las individuales. ¿Es éste un planteamiento preciso? Explique.

13-49 Un proceso requiere una mezcla de 21 por ciento de oxígeno, 78 por ciento de nitrógeno y 1 por ciento de argón en volumen. Los tres gases son suministrados de contenedores independientes hacia una cámara de mezclado adiabática a presión constante a 200 kPa, pero a temperaturas distintas. El oxígeno ingresa a 10°C, el nitrógeno a 60°C y el argón a 200°C. Determine el cambio de entropía total del proceso de mezclado por unidad de masa de la mezcla.

13-50 Una mezcla cuyo volumen se forma con 15 por ciento de dióxido de carbono, 5 por ciento de monóxido de carbono, 10 por ciento de oxígeno y 70 por ciento de nitrógeno, experimenta un proceso de compresión adiabática con una relación de compresión de 8:1. Si el estado final de la mezcla es 300 K y 100 kPa, determine la composición de la mezcla con base en la masa y el cambio de energía interna por unidad de masa de la mezcla.

13-51 Una máquina de combustión interna se alimenta de propano y aire de tal forma que la relación aire-combustible es 16:1 cuando la presión es de 95 kPa a una temperatura de 30°C. La relación de compresión de la máquina es 9.5:1. Si el proceso de compresión es isentrópico, determine el trabajo requerido a la entrada de este proceso de compresión en kJ/kg de la mezcla.

13-52 Un recipiente rígido aislado se divide en dos compartimientos mediante una separación. Un compartimiento contiene 2.5 kmol de CO_2 a 27°C y 200 kPa, y el otro compartimiento tiene 7.5 kmol de H_2 a 40°C y 400 kPa. Se quita la separación y se deja que los dos gases se mezclen. Determine *a*) la temperatura de la mezcla y *b*) la presión de la mezcla después de que se ha establecido el equilibrio. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente para ambos gases.

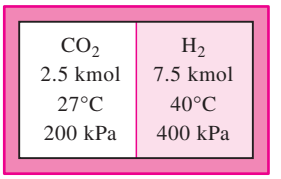


FIGURA P13-52

13-53 Un recipiente rígido de 0.9 m^3 se divide en dos compartimientos iguales mediante una separación. Un compartimiento contiene Ne a 20°C y 100 kPa y el otro contiene Ar a 50°C y 200 kPa. Se quita la separación y se deja que los dos gases se mezclen. Durante este proceso se libera calor hacia el aire de los alrededores en la cantidad de 15 kJ. Determine *a*) la temperatura final de la mezcla y *b*) la presión final de la mezcla. *Respuestas: a*) 16.2°C, *b*) 138.9 kPa

13-54 Repita el problema 13-53 para una pérdida de calor de 8 kJ.

13-55 En una cámara de mezcla adiabática entran etano (C_2H_6) a 20°C y 200 kPa y metano (CH_4) a 45°C y 200 kPa. El flujo másico del etano es de 9 kg/s, que es el doble del flujo másico del metano. Determine *a*) la temperatura de la mezcla y *b*) la rapidez de generación de entropía durante este proceso en kW/K. Considere $T_0 = 25°C$.

13-56 Reconsidere el problema 13-55. Usando el software EES (u otro) determine el efecto de la fracción de masa del metano en la mezcla sobre la temperatura de la mezcla y la tasa de destrucción de exergía. El flujo másico total se mantiene constante a 13.5 kg/s, y la fracción de masa del metano varía desde 0 hasta 1. Grafique la temperatura de la mezcla y la tasa de destrucción de exergía contra la fracción de masa, y analice los resultados.

13-57 Una masa equimolar de gases helio y argón se empleará como fluido de trabajo en un ciclo de turbina de gas de

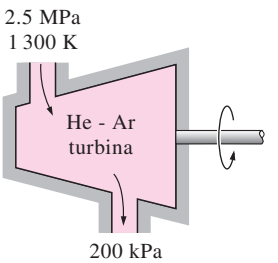


FIGURA P13-57

circuito cerrado. La mezcla entra a la turbina a 2.5 MPa y 1 300 K y se expande isentrópicamente hasta una presión de 200 kPa. Determine la salida de trabajo de la turbina por unidad de masa de la mezcla.

13-58E Una mezcla de 80 por ciento de gas N_2 y 20 por ciento de gas CO_2 (con base en la masa) entra a la tobera de un turborreactor a 90 psia y 1 800 R a baja velocidad, y se expande a una presión de 12 psia. Si la eficiencia isentrópica de la tobera es de 92 por ciento, determine *a*) la temperatura a la salida y *b*) la velocidad de salida de la mezcla. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente.

13-59E Reconsidere el problema 13-58E. Usando el software EES (u otro), primero resuelva el problema establecido y luego, con todas las condiciones similares, resuelva el problema para determinar la composición del nitrógeno y del dióxido de carbono que se requiere para tener una velocidad de salida de 2 600 pies/s en la tobera de salida.

13-60 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene una mezcla de 0.5 kg de H_2 y 1.6 kg de N_2 a 100 kPa y 300 K. Después se transfiere calor a la mezcla a presión constante hasta que el volumen se duplica. Suponga calores específicos constantes a la temperatura promedio y determine *a*) la transferencia de calor y *b*) el cambio de entropía de la mezcla.

13-61 Un recipiente aislado que contiene 1 kg de O_2 a 15°C y 300 kPa se conecta a un recipiente no aislado de 2 m^3 que contiene N_2 a 50°C y 500 kPa. La válvula que conecta a los dos recipientes se abre y los dos gases forman una mezcla homogénea a 25°C. Determine *a*) la presión final en el recipiente, *b*) la transferencia de calor y *c*) la entropía generada durante este proceso. Suponga una $T_0 = 25°C$.

Respuestas: a) 444.6 kPa, *b*) 187.2 kJ, *c*) 0.962 kJ/K

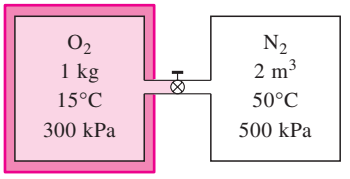


FIGURA P13-61

13-62 Reconsidere el problema 13-57. Usando el software EES (u otro) compare los resultados obtenidos suponiendo comportamiento de gas ideal con calores específicos constantes a la temperatura promedio; utilice datos de gases reales obtenidos a partir del EES, suponiendo calores específicos variables sobre el rango de temperaturas.

13-63 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene 6 kg de H_2 y 21 kg de N_2 a 160 K y 5 MPa. Después se transfiere calor al dispositivo y la mezcla se expande a presión constante hasta que la temperatura asciende a 200 K. Determine la transferencia de calor durante este proceso, tratando la mezcla *a*) como un gas ideal y *b*) como un gas no ideal, empleando la ley de Amagat. *Respuestas: a*) 4 273 kJ, *b*) 4 745 kJ

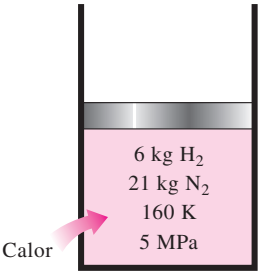


FIGURA P13-63

13-64 Determine el cambio de entropía total y la destrucción de exergía asociada con el proceso descrito en el problema 13-63, tratando la mezcla *a*) como un gas ideal y *b*) como un gas no ideal, usando la ley de Amagat. Suponga calores específicos constantes a temperatura ambiente y considere $T_0 = 30°C$.

13-65 Se comprime aire, que puede considerarse como una mezcla de 79 por ciento de N_2 y 21 por ciento de O_2 por números molares, isotérmicamente a 200 K de 4 a 8 MPa en un dispositivo de flujo estable. El proceso de compresión es internamente reversible y el flujo másico del aire es de 2.9 kg/s. Determine la entrada de potencia al compresor y la tasa de transferencia de calor. Trate la mezcla *a*) como un gas ideal y *b*) como un gas no ideal y emplee la ley de Amagat.

Respuestas: a) 115.3 kW, 115.3 kW, *b*) 143.6 kW, 94.2 kW

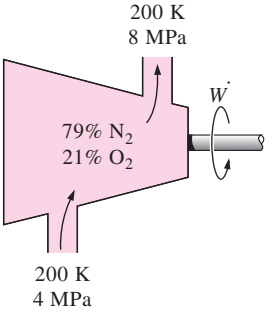


FIGURA P13-65

13-66 Reconsidere el problema 13-65. Usando el software EES (u otro) compare los resultados obtenidos al suponer: comportamiento ideal, comportamiento de gas real con la ley de Amagat y comportamiento de gas real con datos del EES.

13-67 La ignición de un combustible de hidrocarburo con aire resulta en una mezcla de productos de combustión cuyo volumen se compone de: 4.89 por ciento de dióxido de carbono, 6.50 por ciento de vapor de agua, 12.20 por ciento de oxígeno y 76.41 por ciento de nitrógeno. Determine la masa molar promedio de la mezcla, el calor específico promedio de la mezcla, el calor específico promedio a presión constante de la

mezcla a 600 K, en kJ/kmol · K, y la presión parcial del vapor de agua en la mezcla para una presión de mezcla de 200 kPa.

13-68 Una mezcla compuesta por 20 por ciento de dióxido de carbono, 10 por ciento de oxígeno y 70 por ciento de nitrógeno en su volumen, experimenta un proceso desde 300 K y 100 kPa hasta 500 K y 400 kPa. Determine la composición de la mezcla con base en la masa y el cambio de entalpía por unidad de masa de la mezcla.

Tema especial: potencial químico y el trabajo de separación de mezclas

13-69C Es una experiencia común que dos gases que se ponen en contacto se mezclen entre sí. En el futuro, ¿sería posible inventar un proceso que permitiera que una mezcla se separase en sus componentes por sí misma sin entrada de ningún trabajo (o exergía)?

13-70C Un líquido de 2 L se mezcla con otro líquido de 3 L, formando una solución líquida homogénea a la misma temperatura y presión. ¿El volumen de la solución será mayor o menor que 5 L? Explique.

13-71C Un líquido de 2 L a 20°C se mezcla con 3 L de otro líquido a la misma temperatura y presión, en un contenedor adiabático, formando una solución líquida homogénea. Alguien afirma que la temperatura de la mezcla se elevará a 22°C después del mezclado. Otra persona refuta la afirmación, pues arguye que eso sería una violación de la primera ley de la termodinámica. ¿Quién cree usted que esté en lo correcto?

13-72C ¿Qué es una solución ideal? Comente acerca del cambio de volumen, cambio de entalpía, cambio de entropía y cambio en el potencial químico durante la formación de soluciones ideales y no ideales.

13-73 Agua salobre a 12°C, con contenido sólido disuelto total de TDS = 780 ppm (una salinidad de 0.078 por ciento sobre la base de masa), se usa para producir agua dulce con contenido salino despreciable a una tasa de 280 L/s. Determine la entrada de potencia mínima requerida. Además, determine la altura mínima a la cual debe bombearse el agua salobre si el agua corriente se obtiene mediante ósmosis inversa usando membranas semipermeables.

13-74 Un río descarga sus aguas en el océano a una tasa de 400 000 m^3/s. Determine la cantidad de potencia que puede generarse si el agua del río se mezcla con el agua del océano de manera reversible. Considere que la salinidad del océano es de 3.5 por ciento sobre base de masa, y suponga que tanto el río como el océano están a 15°C.

13-75 Reconsidere el problema 13-74. Usando el software EES (u otro) investigue el efecto de la salinidad del océano sobre la potencia máxima generada. Haga que la salinidad varíe desde 0 hasta 5 por ciento. Grafique la potencia producida contra la salinidad del océano y analice los resultados.

13-76E Se va a obtener agua fresca a partir de agua salobre a 65°F con una salinidad de 0.12 por ciento sobre base de masa (o TDS = 1 200 ppm). Determine *a*) las fracciones molares del agua y las sales en el agua salobre, *b*) la entrada de trabajo mínimo requerido para separar 1 lbm de agua salobre completamente en agua pura y sales puras, y *c*) la entrada de trabajo mínimo requerida para obtener 1 lbm de agua dulce.

13-77 Una planta de desalinización produce agua dulce a partir de agua de mar a 10°C con una salinidad de 3.2 por ciento sobre base de masa a una tasa de 1.4 m^3/s, mientras consume 8.5 MW de potencia. El contenido de sal del agua dulce es insignificante, y la cantidad de esta agua producida es una pequeña fracción del agua de mar usada. Determine la eficiencia de segunda ley de esta planta.

13-78 Se obtendrá agua dulce a partir de agua de mar a una tasa de 0.5 m^3/s en una planta de desalinización que consume 3.3 MW de potencia y tiene una eficiencia de segunda ley de 18 por ciento. Determine la potencia que puede producirse si el agua fresca producida se mezcla con el agua de mar de manera reversible.

Problemas de repaso

13-79 De acuerdo con una base molar, el aire tiene la siguiente composición: 21 por ciento de O_2, 78 por ciento de N_2 y 1 por ciento de Ar. Determine el análisis gravimétrico del aire y su masa molar.

Respuestas: 23.2 por ciento de O_2, 75.4 por ciento de N_2, 1.4 por ciento de Ar, 28.96 kg/kmol

13-80 Emplee la ley de Amagat y demuestre que

$$Z_m = \sum_{i=1}^{k} y_i Z_i$$

para una mezcla de gases reales de k gases, donde Z es el factor de compresibilidad.

13-81 Emplee la ley de Dalton y demuestre que

$$Z_m = \sum_{i=1}^{k} y_i Z_i$$

para una mezcla de gases reales de k gases, donde Z es el factor de compresibilidad.

13-82 Una mezcla de dióxido de carbono y nitrógeno fluye a través de una tobera convergente. La mezcla abandona la tobera a una temperatura de 500 K y con una velocidad de 360 m/s. Si la velocidad es igual a la del sonido a la temperatura de salida, determine la composición requerida de la mezcla en una base de masa.

13-83 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene productos de combustión provenientes de la ignición de un combustible de hidrocarburo con el aire. El proceso de combustión resulta en una mezcla que tiene una base de composición en volumen como sigue: 4.89 por ciento de dióxido de carbono, 6.50 por ciento de vapor de agua, 12.20 por ciento de oxígeno y 76.41 por ciento de nitrógeno. Esta mezcla se encuentra inicialmente a 1 800 K y 1 MPa y se expande en un proceso reversible adiabático a 200 kPa. Determine el trabajo realizado por el gas sobre el émbolo, en kJ/kg de la mezcla. Trate al vapor de agua como un gas ideal.

13-84 Un recipiente rígido contiene 2 kmol de gas N_2 y 6 kmol de gas CH_4 a 200 K y 12 MPa. Estime el volumen del recipiente, empleando *a*) la ecuación de estado de gas ideal, *b*) la regla de Kay y *c)* la gráfica de compresibilidad y la ley de Amagat.

13-85 Una corriente uniforme de una mezcla equimolar de N_2 y CO_2 a 100 kPa y 18°C se va a separar en gases N_2 y CO_2 a 100 kPa y 18°C. Determine el trabajo mínimo requerido por unidad de masa de la mezcla para lograr este proceso de separación. Suponga $T_0 = 18°C$.

13-86 Una mezcla de gases se compone de O_2 y N_2. La relación del número de moles de N_2 a O_2 es 3:1. Esta mezcla se calienta durante un proceso de flujo estable de 180 a 210 K a una presión constante de 8 MPa. Determine la transferencia de calor durante este proceso por mol de la mezcla, usando *a*) la aproximación de gas ideal y *b*) la regla de Kay.

13-87 Reconsidere el problema 13-86. Usando el software EES (u otro) investigue el efecto de la fracción molar del oxígeno en la mezcla sobre la transferencia de calor, usando comportamiento de gas real con datos del EES. Haga que la fracción molar del oxígeno varíe desde 0 hasta 1. Grafique la transferencia de calor contra la fracción molar y analice los resultados.

13-88 Determine el cambio de entropía total y la destrucción de exergía asociada con el proceso descrito en el problema 13-86, utilizando *a*) la aproximación de gas ideal y *b*) la regla de Kay. Suponga calores específicos constantes y $T_0 = 30°C$.

13-89 Un recipiente rígido contiene una mezcla de 4 kg de He y 8 kg de O_2 a 170 K y 7 MPa. Después se transfiere calor al recipiente y la temperatura de la mezcla asciende a 220 K. Considere el He como un gas ideal y el O_2 como un gas no ideal, y determine *a*) la presión final de la mezcla y *b*) la transferencia de calor.

13-90 Una mezcla formada por 60 por ciento de dióxido de carbono y 40 por ciento de metano en base molar se expande a través de una turbina de 1 600 K y 800 kPa a 100 kPa. La tasa de flujo volumétrica a la entrada de la turbina es de 10 L/s. Determine la tasa de trabajo realizado por la mezcla utilizando *a*) la aproximación de gas ideal y *b*) la regla de Kay.

13-91 Una tubería equipada con una válvula de cierre conecta dos recipientes. Un recipiente contiene una mezcla de 5 kg con 62.5 por ciento de CO_2 y 37.5 por ciento de O_2 de base molar, a 30°C y 125 kPa. El segundo recipiente contiene 10 kg de N_2 a 15°C y 200 kPa. Se abre la válvula de en medio, permitiendo que la mezcla se produzca. Durante este proceso se adicionan 100 kJ de energía calorífica a los recipientes combinados. Determine la presión y temperatura finales de la mezcla y el volumen total de la misma.

13-92 Utilizando el software ESS (u otro) escriba un programa para determinar las fracciones molares de los componentes de una mezcla de tres gases con masas molares conocidas, cuando están dadas las fracciones de masa, y para determinar las fracciones de masa de los componentes cuando las fracciones molares están dadas. Corra el programa para un caso muestra y proporcione los resultados.

13-93 Utilizando el software ESS (u otro) escriba un programa para determinar la constante de gas aparente, el calor específico a volumen constante y la energía interna de una mezcla de tres gases ideales cuando están dadas las fracciones de masa y otras propiedades de los gases constituyentes. Corra el programa para un caso muestra y proporcione los resultados.

13-94 Usando el software ESS (u otro) escriba un programa para determinar el cambio de entropía de una mezcla de tres gases ideales cuando están dadas las fracciones de masa y otras propiedades de los gases constituyentes. Corra el programa para un caso muestra y proporcione los resultados.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FI)

13-95 Una mezcla de gases ideales cuya masa molar aparente es de 36 kg/kmol consta de N_2 y otros tres gases. Si la fracción molar del nitrógeno es 0.30, su fracción de masa es

a) 0.15 *b*) 0.23 *c*) 0.30 *d*) 0.39 *e*) 0.70

13-96 Una mezcla de gases ideales consta de 2 kmol de N_2 y 6 kmol de CO_2. La fracción de masa del CO_2 en la mezcla es

a) 0.175 *b*) 0.250 *c*) 0.500 *d*) 0.750 *e*) 0.875

13-97 Una mezcla de gases ideales consta de 2 kmol de N_2 y 6 kmol de CO_2. La constante de gas aparente de la mezcla es

a) 0.215 kJ/kg · K *b*) 0.225 kJ/kg · K *c*) 0.243 kJ/kg · K *d*) 0.875 kJ/kg · K *e*) 1.24 kJ/kg · K

13-98 Un recipiente rígido se divide en dos compartimientos por medio de una partición. Un compartimiento contiene 3 kmol de N_2 a 600 kPa de presión y el otro contiene 7 kmol de CO_2 a 200 kPa. Ahora se remueve la partición y los dos gases forman una mezcla homogénea a 300 kPa. La presión parcial del N_2 en la mezcla es

a) 75 kPa *b*) 90 kPa *c*) 150 kPa *d*) 175 kPa *e*) 225 kPa

13-99 Un recipiente rígido de 80 L contiene una mezcla de gases ideales de 5 gramos de N_2 y 5 gramos de CO_2 a una presión y temperatura específicas. Si el N_2 fuese separado a partir de la mezcla y almacenado a temperatura y presión de la mezcla, su volumen sería

a) 32 L *b*) 36 L *c*) 40 L *d*) 49 L *e*) 80 L

13-100 Una mezcla de gases ideales consta de 3 kg de Ar y 6 kg de CO_2. Ahora la mezcla se calienta a volumen constante desde 250 K hasta 350 K. La cantidad de calor transferido es

a) 374 kJ *b*) 436 kJ *c*) 488 kJ
d) 525 kJ *e*) 664 kJ

13-101 Una mezcla de gases ideales consta de 30 por ciento de helio y 70 por ciento de argón por masa. La mezcla se expande isentrópicamente en una turbina desde 400°C y 1.2 MPa hasta una presión de 200 kPa. La temperatura de la mezcla en la salida de la turbina es

a) 195°C *b*) 56°C *c*) 112°C
d) 130°C *e*) 400°C

13-102 El compartimiento de un recipiente rígido contiene 2 kmol de CO_2 a 20°C y 150 kPa, mientras que el otro compartimiento contiene 5 kmol de gas H_2 a 35°C y 300 kPa. Ahora se quita la pared que separa ambos gases y éstos forman una mezcla homogénea de gas ideal. La temperatura de la mezcla es

a) 25°C *b*) 29°C *c*) 22°C *d*) 32°C *e*) 34°C

13-103 Un dispositivo de cilindro-émbolo contiene una mezcla de gases ideales de 3 kmol de gas He y 7 kmol de gas Ar a 50°C y 400 kPa. Ahora el gas se expande a presión constante hasta que su volumen se duplica. La cantidad de transferencia de calor hacia la mezcla de gases es

a) 6.2 MJ *b*) 4.2 MJ *c*) 27 MJ
d) 10 MJ *e*) 67 MJ

13-104 Una mezcla de gas ideal de helio y argón, con idénticas fracciones de masa, entra a una turbina a 1 200 K y 1 MPa a una tasa de 0.3 kg/s, y se expande isentrópicamente a 100 kPa. La salida de potencia de la turbina es

a) 478 kW *b*) 619 kW *c*) 926 KW
d) 729 kW *e*) 564 kW

Problemas de diseño y ensayo

13-105 Se sabe que una exposición prolongada al mercurio, incluso a concentraciones relativamente bajas pero tóxicas, produce desórdenes mentales permanentes, insomnio, dolor y entumecimiento en las manos y en los pies, entre otros daños. En consecuencia, la máxima concentración permisible de vapor de mercurio en el aire en los lugares de trabajo es regulada por agencias federales. Según estas regulaciones, es necesario que el nivel promedio de la concentración de mercurio en aire no sobrepase 0.1 mg/m^3.

Considere un derrame de mercurio que sucede en un cuarto de almacenamiento hermético a 20°C en una ciudad como San Francisco, durante un terremoto. Calcule el nivel más alto de concentración en aire del mercurio que puede aparecer en el cuarto de almacenamiento, en mg/m^3, y determine si se encuentra en el nivel de seguridad. La presión de vapor del mercurio a 20°C es 0.173 Pa. Proponga algunas directrices de seguridad contra la formación de concentraciones tóxicas de vapor de mercurio en aire en cuartos de almacenamiento y laboratorios.

Capítulo 14

MEZCLAS DE GAS-VAPOR Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

A temperaturas por debajo de la temperatura crítica, a la fase gaseosa de una sustancia se le denomina frecuentemente como *vapor*. El término *vapor* implica un estado gaseoso que se encuentra cerca de la región de saturación de la sustancia, lo cual incrementa la posibilidad de condensación durante el proceso.

El capítulo 13 se ocupó de mezclas de gases que solían encontrarse por encima de sus temperaturas críticas. Por consiguiente, no importaba la condensación de los gases durante un proceso. El hecho de no tener que lidiar con dos fases simplificaba de manera considerable al análisis. Sin embargo, cuando se enfrenta una mezcla de gas-vapor, el agua puede condensarse por fuera de la mezcla durante un proceso, lo que produce una mezcla de dos fases. Esto complica el análisis de manera considerable. En consecuencia, una mezcla de gas-vapor requiere un tratamiento distinto al de una mezcla de gases ordinaria.

En ingeniería se estudian varias mezclas de gas-vapor. En este capítulo se aborda la *mezcla aire-agua-vapor*, que es la mezcla de gas-vapor más común en la práctica. También se estudia el *acondicionamiento de aire,* que es la principal área de trabajo de las mezclas de aire-agua-vapor.

Objetivos

En el capítulo 14, los objetivos son:

- Diferenciar entre *aire seco* y *aire atmosférico*.
- Definir y calcular la humedad específica y relativa del aire atmosférico.
- Calcular la temperatura del punto de rocío del aire atmosférico.
- Relacionar la temperatura de saturación adiabática y las temperaturas de bulbo húmedo del aire atmosférico.
- Utilizar la carta psicrométrica como una herramienta para determinar las propiedades del aire atmosférico
- Aplicar los principios de la conservación de la masa y de la energía en diferentes procesos de acondicionamiento de aire.

14-1 ▪ AIRE SECO Y AIRE ATMOSFÉRICO

El aire es una mezcla de nitrógeno, oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases. Normalmente, el aire en la atmósfera contiene cierta cantidad de vapor de agua (o *humedad*) y se conoce como **aire atmosférico**. En contraste, el aire que no contiene vapor de agua se denomina **aire seco**. Es conveniente tratar al aire como una mezcla de vapor de agua y aire seco, porque la composición del aire seco permanece relativamente constante, pero la cantidad de vapor de agua varía por la condensación y evaporación de los océanos, lagos, ríos, regaderas e incluso del agua del cuerpo humano. A pesar de que la cantidad de vapor de agua en el aire es pequeña, desempeña un importante papel en la comodidad cotidiana del ser humano. En consecuencia, es importante tomarlo en cuenta en los dispositivos de acondicionamiento de aire.

La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire varía de −10 a cerca de 50°C. En este intervalo, el aire seco puede tratarse como un gas ideal con un valor c_p constante de 1.005 kJ/kg · K [0.240 Btu/lbm · R] con un error insignificante (menor a 0.2%), como se ilustra en la figura 14-1. Si se toma como temperatura de referencia los 0°C, la entalpía y el cambio de entalpía de aire seco se determinan por

$$h_{\text{aire seco}} = c_p T = (1.005\ \text{kJ/kg}\cdot\text{°C})T \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(14-1}\textit{a}\textbf{)}$$

y

$$\Delta h_{\text{aire seco}} = c_p \Delta T = (1.005\ \text{kJ/kg}\cdot\text{°C})\ \Delta T \qquad \text{(kJ/kg)} \qquad \textbf{(14-1}\textit{b}\textbf{)}$$

donde T es la temperatura del aire en °C y ΔT es el cambio en la temperatura. En procesos de acondicionamiento de aire interesan los *cambios* en la entalpía Δh, los cuales son independientes del punto de referencia elegido.

Por supuesto, sería conveniente tratar al vapor de agua en el aire como un gas ideal; y probablemente usted esté dispuesto a sacrificar un poco de exactitud por tal ventaja. Pero sucede que es posible sacar provecho de esta condición sin mucho sacrificio. A 50°C, la presión de saturación del agua es 12.3 kPa. A presiones por debajo de este valor, el vapor de agua puede tratarse como un gas ideal con un error insignificante (menor a 0.2%), incluso cuando es un vapor saturado. Por lo tanto, el vapor de agua en el aire se comporta como si existiera aislado y obedece la relación de gas ideal $Pv = RT$. En este caso, el aire atmosférico se trata como una mezcla de gases ideales cuya presión es la suma de la presión parcial del aire seco* P_a y la del vapor de agua P_v:

$$P = P_a + P_v \qquad \text{(kPa)} \qquad \textbf{(14-2)}$$

A la presión parcial del vapor de agua se le conoce como **presión de vapor**. Es la presión que el vapor de agua ejercería si existiera sólo a la temperatura y volumen del aire atmosférico.

Dado que el vapor de agua es un gas ideal, la entalpía del vapor de agua es una función exclusiva de la temperatura, es decir, $h = h(T)$. Esto también puede observarse en el diagrama T-s del agua que se presenta en las figuras A-9 y 14-2, donde las líneas de entalpía constante coinciden con las líneas de temperatura constante a temperaturas inferiores a 50°C. Por lo tanto, *la ental-*

AIRE SECO

T, °C	c_p, kJ/kg · °C
−10	1.0038
0	1.0041
10	1.0045
20	1.0049
30	1.0054
40	1.0059
50	1.0065

FIGURA 14-1

Puede suponerse que el c_p será constante a 1.005 kJ/kg · °C en el intervalo de temperatura de −10 a 50°C con un error menor de 0.2%.

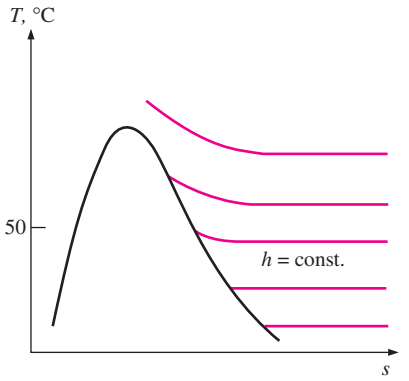


FIGURA 14-2

A temperaturas por debajo de los 50°C, las líneas de h = constante coinciden con las líneas de T = constante en la región de vapor sobrecalentado del agua.

* En este capítulo, el subíndice *a* denota el aire seco y el subíndice *v* significa vapor de agua.

pía del vapor de agua en el aire puede considerarse igual a la entalpía del vapor saturado a la misma temperatura. Es decir,

$$h_v(T, \text{bajo } P) \cong h_g(T) \tag{14-3}$$

La entalpía del vapor de agua a 0°C es 2 500.9 kJ/kg. El valor c_p promedio del vapor de agua en el intervalo de temperatura de −10 a 50°C puede considerarse igual a 1.82 kJ/kg · °C. Por lo tanto, la entalpía del vapor de agua se determina aproximadamente a partir de

$$h_g(T) \cong 2\,500.9 + 1.82T \quad (\text{kJ/kg}) \quad T \text{ en } °\text{C} \tag{14-4}$$

o

$$h_g(T) \cong 1\,060.9 + 0.435T \quad (\text{Btu/lbm}) \quad T \text{ en } °\text{F} \tag{14-5}$$

en el intervalo de temperatura de −10 a 50°C (o de 15 a 120°F), con un error insignificante, como se observa en la figura 14-3.

VAPOR DE AGUA

T,°C	h_g, kJ/kg: Tabla A-4	h_g, kJ/kg: Ec. 14-4	Diferencia, kJ/kg
−10	2482.1	2482.7	−0.6
0	2500.9	2500.9	0.0
10	2519.2	2519.1	0.1
20	2537.4	2537.3	0.1
30	2555.6	2555.5	0.1
40	2573.5	2573.7	−0.2
50	2591.3	2591.9	−0.6

FIGURA 14-3

En el intervalo de temperatura de −10 a 50°C, la h_g del agua se determina por la ecuación 14-4 con un error insignificante.

14-2 ▪ HUMEDAD ESPECÍFICA Y RELATIVA DEL AIRE

La cantidad de vapor de agua en el aire puede determinarse de varias maneras. Es probable que la más lógica sea precisar directamente la masa de vapor de agua presente en una unidad de masa de aire seco, a la que se denomina **humedad absoluta** o **específica** (conocida también como *relación de humedad*) y que se representa por medio de ω:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{kg vapor de agua/kg aire seco}) \tag{14-6}$$

La humedad específica también se expresa como

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V/R_v T}{P_a V/R_a T} = \frac{P_v/R_v}{P_a/R_a} = 0.622\frac{P_v}{P_a} \tag{14-7}$$

o

$$\omega = \frac{0.622P_v}{P - P_v} \quad (\text{kg vapor de agua/kg aiere seco}) \tag{14-8}$$

donde P es la presión total.

Considere 1 kg de aire seco. Por definición, el aire seco no contiene vapor de agua y, por ende, su humedad específica es cero. Ahora añada algo de vapor de agua a este aire seco. La humedad específica aumentará. A medida que se añada más vapor o humedad, la humedad específica crecerá hasta que el aire ya no pueda contener más humedad. En este punto se dice que el aire estará saturado con humedad, y se le denomina **aire saturado**. Cualquier humedad agregada al aire saturado se condensará. La cantidad de vapor de agua en el aire saturado a una temperatura y presión específicas puede determinarse a partir de la ecuación 14-8 si se sustituye P_v por P_g, la presión de saturación del agua a esa temperatura (Fig. 14-4).

La cantidad de humedad en el aire tiene un efecto definitivo en las condiciones de comodidad que ofrece un ambiente. Sin embargo, el nivel de comodidad depende más de la cantidad de humedad que el aire contiene (m_v) respecto a la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura (m_g). La relación entre estas dos cantidades se conoce como **humedad relativa** ϕ (Fig. 14-5)

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V/R_v T}{P_g V/R_v T} = \frac{P_v}{P_g} \tag{14-9}$$

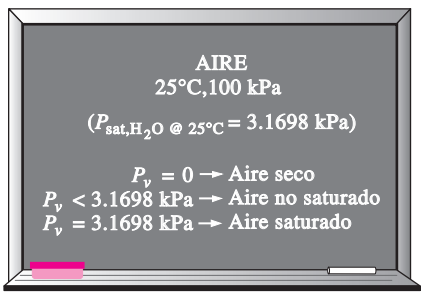


FIGURA 14-4

Para aire saturado, la presión de vapor es igual a la presión de saturación del agua.

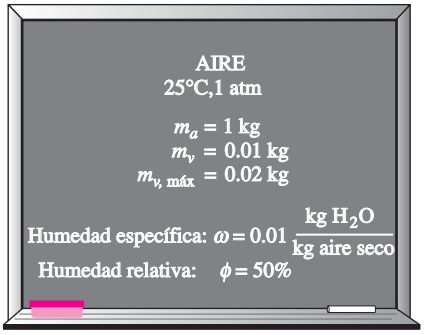


FIGURA 14-5

La humedad específica es la cantidad real de vapor de agua en 1 kg de aire seco, mientras que la humedad relativa es la proporción entre la cantidad real de humedad en el aire y la cantidad máxima de aire húmedo que puede contenerse a esa temperatura.

donde

$$P_g = P_{\text{sat @ } T} \tag{14-10}$$

Si se combinan las ecuaciones 14-8 y 14-9, también se puede expresar la humedad relativa como

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega)P_g} \quad \text{y} \quad \omega = \frac{0.622\phi P_g}{P - \phi P_g} \tag{14-11a, b}$$

La humedad relativa varía de 0 para aire seco a 1 para aire saturado. Advierta que la cantidad de humedad que el aire puede contener depende de su temperatura. Por lo tanto, la humedad relativa del aire cambia con la temperatura aunque su humedad específica permanezca constante.

El aire atmosférico es una mezcla de aire seco y vapor de agua, por ello la entalpía del aire se expresa en términos de las entalpías del aire seco y del vapor de agua. En la mayor parte de las aplicaciones prácticas, la cantidad de aire seco en la mezcla de aire-agua-vapor permanece constante, pero la cantidad de vapor de agua cambia. En consecuencia, la entalpía del aire atmosférico se expresa *por unidad de masa del aire seco,* y no por unidad de masa de la mezcla de aire-vapor de agua.

La entalpía total (una propiedad extensiva) del aire atmosférico es la suma de las entalpías del aire seco y del vapor de agua:

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

Al dividir por m_a se obtiene

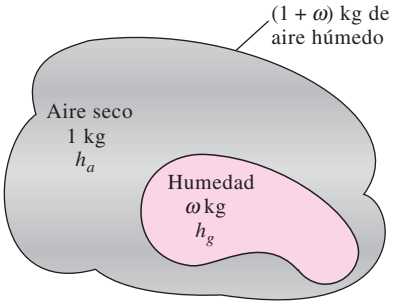
$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v$$

o

$$h = h_a + \omega h_g \qquad \text{(kJ/kg aire seco)} \tag{14-12}$$

puesto que $h_v \cong h_g$ (Fig. 14-6).

Observe también que la temperatura ordinaria del aire atmosférico se conoce como la **temperatura de bulbo seco** para diferenciarla de otras formas de temperatura que deben estudiarse.



$h = h_a + \omega h_g$, kJ/kg de aire seco

FIGURA 14-6

La entalpía de aire húmedo (atmosférico) se expresa por unidad de masa de aire seco, no por unidad de masa de aire húmedo.

EJEMPLO 14-1 La cantidad de vapor de agua en el aire de una habitación

La habitación de 5 m × 5 m × 3 m que se representa en la figura 14-7, contiene aire a 25°C y 100 kPa, a una humedad relativa de 75%. Determine *a*) la presión parcial del aire seco, *b*) la humedad específica, *c*) la entalpía por unidad de masa del aire seco, y *d*) las masas del aire seco y del vapor de agua en el cuarto.

Solución Se indica la humedad relativa del aire en un cuarto. Se va a determinar la presión del aire seco, humedad específica, entalpía y las masas de aire seco y del vapor de agua en el cuarto.

Suposiciones El aire seco y el vapor de agua en el cuarto son gases ideales.

Propiedades El calor específico a presión constante del aire a la temperatura del cuarto es $c_p = 1.005$ kJ/kg · K (tabla A-2*a*). Para el agua a 25°C, se tiene que $T_{\text{sat}} = 3.1698$ kPa y $h_g = 2\,546.5$ kJ/kg (tabla A-4).

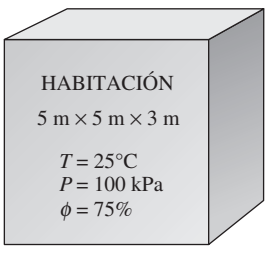


FIGURA 14-7

Esquema para el ejemplo 14-1.

Análisis *a*) La presión parcial del aire seco puede obtenerse de la ecuación 14-2:

$$P_a = P - P_v$$

donde

$$P_v = \phi P_g = \phi P_{\text{sat @ 25°C}} = (0.75)(3.1698 \text{ kPa}) = 2.38 \text{ kPa}$$

Por lo tanto,

$$P_a = (100 - 2.38) \text{ kPa} = \mathbf{97.62 \text{ kPa}}$$

b) La humedad específica del aire se encuentra a partir de la ecuación 14-8.

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} = \frac{(0.622)(2.38 \text{ kPa})}{(100 - 2.38) \text{ kPa}} = \mathbf{0.0152 \text{ kg } H_2O/\text{kg aire seco}}$$

c) La entalpía del aire por unidad de masa de aire seco está determinada con base en la ecuación 14-12:

$$\begin{aligned} h &= h_a + \quad h_v \cong c_p T + \quad h_g \\ &= (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot °\text{C})(25°\text{C}) + (0.0152)(2\,546.5 \text{ kJ/kg}) \\ &= \mathbf{63.8 \text{ kJ/kg aire seco}} \end{aligned}$$

La entalpía del vapor de agua (2 546.5 kJ/kg) también podría determinarse a partir de la aproximación dada por la ecuación 14-4:

$$h_{g \text{ @ } 25°\text{C}} \cong 2\,500.9 + 1.82(25) = 2\,546.4 \text{ kJ/kg}$$

la cual es casi idéntica al valor obtenido en la tabla A-4.

d) Tanto el aire seco como el vapor de agua llenan por completo la habitación. En consecuencia, el volumen de cada uno de ellos es igual al volumen del cuarto:

$$V_a = V_v = V_{\text{habitación}} = (5 \text{ m})(5 \text{ m})(3 \text{ m}) = 75 \text{ m}^3$$

Las masas del aire seco y del vapor de agua se determinan a partir de la relación de gas ideal aplicada por separado a cada gas:

$$m_a = \frac{P_a V_a}{R_a T} = \frac{(97.62 \text{ kPa})(75 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(298 \text{ K})} = \mathbf{85.61 \text{ kg}}$$

$$m_v = \frac{P_v V_v}{R_v T} = \frac{(2.38 \text{ kPa})(75 \text{ m}^3)}{(0.4615 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(298 \text{ K})} = \mathbf{1.30 \text{ kg}}$$

La masa del vapor de agua en el aire podría obtenerse también de la ecuación 14-6:

$$m_v = \omega m_a = (0.0152)(85.61 \text{ kg}) = 1.30 \text{ kg}$$

14-3 ▪ TEMPERATURA DE PUNTO DE ROCÍO

Si uno vive en climas húmedos, es probable que en verano la mayor parte de las mañanas encuentre el pasto húmedo. Si no llovió la noche anterior, ¿qué sucedió entonces? La explicación es simple. El exceso de humedad en el aire se condensa en las superficies frías y forma el *rocío*. En el verano, una cantidad considerable de agua se evapora durante el día. En la noche, cuando la temperatura desciende, sucede lo mismo con la "capacidad de humedad" del aire, que es la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener.

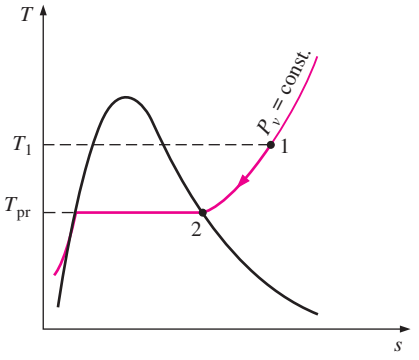


FIGURA 14-8
Enfriamiento a presión constante del aire húmedo y temperatura de punto de rocío en el diagrama *T-s* del agua.

FIGURA 14-9
Cuando la temperatura de una lata de bebida fría está por debajo de la temperatura de punto de rocío del aire circundante, la lata "suda".

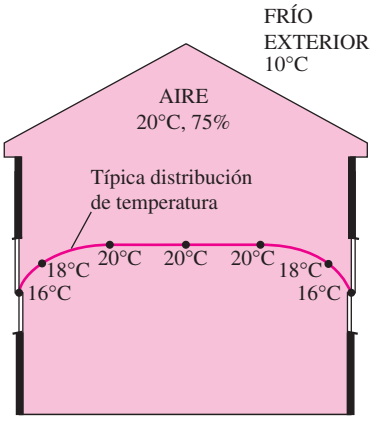


FIGURA 14-10
Esquema para el ejemplo 14-2.

(¿Qué ocurre con la humedad relativa durante este proceso?) Después de cierto tiempo, la capacidad de humedad del aire se iguala al contenido de humedad de éste. En este punto, el aire está saturado y su humedad relativa es de 100%. Cualquier descenso adicional en la temperatura del aire tiene como consecuencia la condensación de un poco de humedad, y esto es el inicio de la formación del rocío.

La **temperatura de punto de rocío** T_{pr} se define como *la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante.* En otras palabras T_{pr} es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor:

$$T_{pr} = T_{sat\ @\ P_v} \tag{14-13}$$

Esto se muestra también en la figura 14-8. Cuando el aire se enfría a presión constante, la presión de vapor P_v permanece constante. Por lo tanto, el vapor en el aire (estado 1) experimenta un proceso de enfriamiento a presión constante hasta que alcanza la línea de vapor saturado (estado 2). La temperatura en este punto es T_{pr} y si la temperatura desciende un poco más, algo de vapor se condensa. En consecuencia, la cantidad de vapor en el aire disminuye, lo que produce una disminución de P_v. El aire permanece saturado durante el proceso de condensación y, por ello, sigue una trayectoria de humedad relativa de 100% (la línea de vapor saturado). La temperatura ordinaria y la temperatura de punto de rocío del aire saturado son idénticas.

Es posible que en un día caliente y húmedo, al comprar un refresco de lata frío en una máquina expendedora, se advierta que se forma rocío sobre la lata. Esa formación de rocío indica que la temperatura de la bebida está por debajo de la T_{pr} del aire de los alrededores (Fig. 14-9).

La temperatura del punto de rocío del aire del ambiente se determina con facilidad si se enfría un poco de agua en una copa metálica y se le añade una pequeña cantidad de hielo para luego agitarla. La temperatura de la superficie exterior de la copa, cuando empieza a formarse rocío sobre la superficie, es la temperatura del punto de rocío del aire.

EJEMPLO 14-2 Empañado de las ventanas de una casa

En clima frío, la condensación se aprecia sobre las superficies interiores de las ventanas debido a las bajas temperaturas del aire cercano a la superficie de la ventana. Considere la casa que se muestra en la figura 14-10, la cual tiene aire a 20°C y 75% de humedad relativa. ¿Cuál será la temperatura de la ventana en que la humedad del aire empezará a condensarse en las superficies interiores de las ventanas?

Solución El interior de una casa se mantiene a una temperatura y humedad específicas. Se debe determinar la temperatura de la ventana a la cual comienza a empañarse.

Propiedades La presión de saturación del agua a 20°C es $P_{sat} = 2.3392$ kPa (tabla A-4).

Análisis En general, la distribución de la temperatura en una casa no es uniforme. En invierno, cuando la temperatura de los exteriores disminuye, sucede lo mismo con las temperaturas interiores cerca de los muros y las ventanas. Por consiguiente, el aire cercano a los muros y las ventanas permanece a una temperatura inferior que la de las partes interiores de una casa, aun cuando la presión total y la presión de vapor permanezcan constantes por toda la casa. Como resultado, el aire cercano a los muros y ventanas experimentará un proceso de enfriamiento $P_v = constante$ hasta que la humedad en el aire comien-

ce a condensarse. Esto sucederá cuando el aire alcance su temperatura de punto de rocío T_{pr}. El punto de rocío se determina a partir de la ecuación 14-13 para ser

$$T_{pr} = T_{sat\ @\ P_v}$$

donde

$$P_v = \phi P_{g\ @\ 20°C} = (0.75)(2.3392\ \text{kPa}) = 1.754\ \text{kPa}$$

Por lo tanto,

$$T_{pr} = T_{sat\ @\ 1.754\ \text{kPa}} = \mathbf{15.4\ °C}$$

Discusión Advierta que la superficie interior de la ventana se debe mantener arriba de 15.4°C si se desea evitar la condensación en las superficies de las ventanas.

14-4 ▪ TEMPERATURAS DE SATURACIÓN ADIABÁTICA Y DE BULBO HÚMEDO

La humedad relativa y la humedad específica se emplean con frecuencia en Ingeniería y en las Ciencias de la Atmósfera, y es deseable relacionarlas para medir fácilmente cantidades como la temperatura y la presión. Una forma de determinar la humedad relativa consiste en encontrar la temperatura de punto de rocío del aire, tal como se estudió en la sección anterior. Al conocer la temperatura del punto de rocío es posible determinar la presión de vapor P_v y con ello, la humedad relativa. Este planteamiento es sencillo pero no muy práctico.

Otra manera de determinar la humedad absoluta o relativa se relaciona con un *proceso de saturación adiabático,* mostrado de manera esquemática y en un diagrama *T-s* en la figura 14-11. El sistema se compone de un canal largo aislado que contiene una pila de agua. Por el canal se hace pasar una corriente uniforme de aire no saturado que tiene una humedad específica de w_1 (desconocida) y una temperatura de T_1. Cuando el aire fluye sobre el agua, un poco de ésta se evapora y se mezcla con la corriente de aire. El contenido de humedad del aire aumentará durante este proceso y su temperatura descenderá, puesto que parte del calor latente de evaporación del agua que se gasificará provendrá del aire. Si el canal tiene un largo suficiente, la corriente de aire saldrá como aire saturado ($\phi = 100\%$) a la temperatura T_2, que se llama **temperatura de saturación adiabática**.

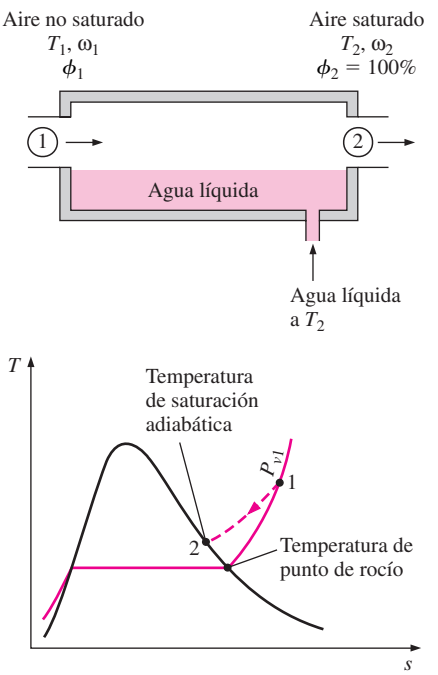


FIGURA 14-11
El proceso de saturación adiabática y su representación en un diagrama *T-s* del agua.

Si se suministra agua de reemplazo al canal a la rapidez de evaporación y a la temperatura T_2, el proceso de saturación adiabático recién descrito puede analizarse como un proceso de flujo estable. El proceso no incluye interacciones de calor o trabajo, y los cambios en la energía cinética y potencial pueden ignorarse. De modo que las relaciones de la conservación de la masa y de la conservación de la energía para este sistema de flujo estable de dos entradas y una salida se reduce a lo siguiente:

Balance de masa:

$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a \quad \text{(La rapidez del flujo másico del aire seco permanece constante)}$$

$$\dot{m}_{w_1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{w_2} \quad \text{(La rapidez del flujo másico del vapor en el aire se incrementa por una cantidad igual a la rapidez de evaporación de } \dot{m}_f\text{)}$$

o

$$\dot{m}_a\omega_1 + \dot{m}_f = \dot{m}_a\omega_2$$

Por lo tanto,

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)$$

Balance de energía:

$$\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sal}} \qquad \text{(puesto que } \dot{Q} = 0 \text{ y } \dot{W} = 0\text{)}$$

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_f h_{f_2} = \dot{m}_a h_2$$

o

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = \dot{m}_a h_2$$

Al dividir entre $\dot{m}_a$ se obtiene

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = h_2$$

o

$$(c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1}) + (\omega_2 - \omega_1)h_{f_2} = (c_p T_2 + \omega_2 h_{g_2})$$

lo que produce

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg_2}}{h_{g_1} - h_{f_2}} \tag{14-14}$$

donde, de la ecuación 14-11*b*,

$$\omega_2 = \frac{0.622 P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}} \tag{14-15}$$

puesto que $\phi_2 = 100$ por ciento. De este modo se concluye que la humedad específica (y la humedad relativa) del aire pueden derivarse de las ecuaciones 14-14 y 14-15 si se mide la presión y la temperatura del aire a la entrada y a la salida de un saturador adiabático.

Si el aire que entra al canal ya está saturado, entonces la temperatura de saturación adiabática T_2 será idéntica a la temperatura de entrada T_1, en cuyo caso la ecuación 14-14 produce $\omega_1 = \omega_2$. En general, la temperatura de saturación adiabática estará entre las temperaturas de entrada y del punto de rocío.

El proceso de saturación adiabática recién analizado proporciona un medio para determinar la humedad absoluta o relativa del aire, pero es necesario un canal largo o un mecanismo de rociado para alcanzar condiciones de saturación a la salida. Un planteamiento más práctico consiste en emplear un termómetro cuyo bulbo esté cubierto con una mecha de algodón saturada con agua, y soplar aire sobre ella, tal como se muestra en la figura 14-12. La temperatura media de esta manera se denomina **temperatura de bulbo húmedo** T_{bh}, y se emplea comúnmente en aplicaciones de acondicionamiento de aire.

El principio básico implicado es similar al de la saturación adiabática. Cuando el aire no saturado pasa sobre la mecha húmeda, un poco del agua en la mecha se evapora. Como resultado, disminuye la temperatura del agua y se crea un diferencial térmico (que es la fuerza impulsora para la transferencia de calor) entre el aire y el agua. Luego de un tiempo, la pérdida de calor del agua por evaporación es igual a la ganancia de calor del aire y la temperatura del agua se estabiliza. En este punto, la lectura del termómetro es la temperatura de bulbo húmedo, que se mide con un termómetro de mecha húmeda colocado en un soporte único a una manivela y girando el soporte rápidamente: es decir, se mueve el termómetro en lugar del aire. Un dispositivo que trabaje

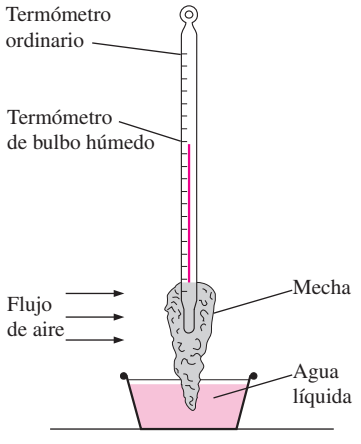


FIGURA 14-12
Un arreglo simple para medir la temperatura de bulbo húmedo.

con base en este principio se denomina *psicrómetro giratorio* y se muestra en la figura 14-13. También se monta un termómetro de bulbo seco sobre el armazón de este dispositivo, de manera que la temperatura de bulbo húmedo así como la de bulbo seco puedan medirse de manera simultánea.

Los avances en la electrónica han hecho posible medir la humedad de una manera rápida y confiable. Pareciera que los psicrómetros giratorios y los termómetros de mecha húmeda se han vuelto cosa del pasado. Los dispositivos electrónicos de medición de humedad actuales basados en el cambio de capacitancia en una delgada película polimérica, a medida que absorben vapor de agua, son capaces de identificar y mostrar digitalmente la humedad relativa de hasta 1% en cuestión de segundos.

En general, la temperatura de saturación adiabática y la temperatura de bulbo húmedo no son iguales. Pero para mezclas de aire-agua-vapor a presión atmosférica, la temperatura de bulbo húmedo es casi igual a la temperatura de presión adiabática. Así, la temperatura de bulbo húmedo T_{bh} puede emplearse en la ecuación 14-14 en lugar de T_2 para determinar la humedad específica del aire.

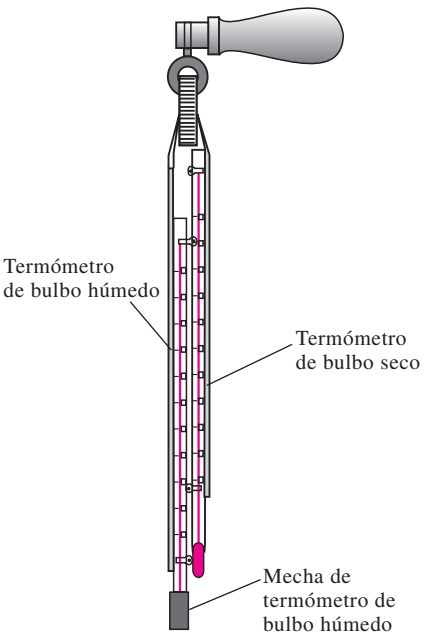


FIGURA 14-13
Psicrómetro giratorio.

EJEMPLO 14-3 La humedad específica y relativa del aire

Las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo del aire atmosférico a una presión de 1 atm (101.325 kPa) se miden con un psicrómetro giratorio. Se establece que sus valores son de 25 y 15°C, respectivamente. Determine *a*) la humedad específica, *b*) la humedad relativa y *c*) la entalpía del aire.

Solución Se proporcionan las temperaturas de bulbo seco y húmedo. Se deben determinar la humedad específica, la humedad relativa y la entalpía.
Propiedades La presión de saturación del agua es 1.7057 kPa a 15°C, y 3.1698 kPa a 25°C (tabla A-4). El calor específico a presión constante del aire a temperatura ambiente es $c_p = 1.005$ kJ/kg · K (tabla A-2a).
Análisis *a*) La humedad específica w_1 se obtiene con la ecuación 14-14,

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg_2}}{h_{g_1} - h_{f_2}}$$

donde T_2 es la temperatura de bulbo húmedo y ω_2 es

$$\omega_2 = \frac{0.622P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}} = \frac{(0.622)(1.7057\ \text{kPa})}{(101.325 - 1.7057)\ \text{kPa}}$$

$$= 0.01065\ \text{kg H}_2\text{O/kg aire seco}$$

Por lo tanto,

$$\omega_1 = \frac{(1.005\ \text{kJ/kg}\cdot°\text{C})[(15 - 25)°\text{C}] + (0.01065)(2\,465.4\ \text{kJ/kg})}{(2\,546.5 - 62.982)\ \text{kJ/kg}}$$

$$= \mathbf{0.00653\ kg\ H_2O/kg\ aire\ seco}$$

b) La humedad relativa ϕ_1 se determina con la ecuación 14-11*a*

$$\phi_1 = \frac{\omega_1 P_2}{(0.622 + \omega_1)P_{g_1}} = \frac{(0.00653)(101.325\ \text{kPa})}{(0.622 + 0.00653)(3.1698\ \text{kPa})} = \mathbf{0.332\ o\ 33.2\%}$$

c) La entalpía por unidad de masa de aire seco se determina con base en la ecuación 14-12:

$$h_1 = h_{a_1} + {}_1h_{v_1} \cong c_pT_1 + {}_1h_{g_1}$$
$$= (1.005\ \text{kJ/kg} \cdot °\text{C})(25°\text{C}) + (0.00653)(2\,546.5\ \text{kJ/kg})$$
$$= \mathbf{41.8\ kJ/kg\ aire\ seco}$$

Discusión Los cálculos de propiedades vistos con anterioridad pueden llevarse a cabo de manera sencilla utilizando el programa EES y otros que cuenten con funciones psicrométricas integradas.

14-5 ▪ LA CARTA PSICROMÉTRICA

El estado del aire atmosférico a una presión específica se establece por completo mediante dos propiedades intensivas independientes. El resto de las propiedades se calcula fácilmente a partir de las relaciones anteriores. El dimensionamiento de un sistema común de aire acondicionado implica un gran número de esos cálculos, lo que con el tiempo afecta los nervios del más paciente de los ingenieros. Por lo tanto, hay una clara motivación para efectuar esos cálculos una vez y presentar los datos en gráficas que sean fáciles de leer. Dichas cartas reciben el nombre de **cartas psicrométricas,** y se utilizan en trabajos de acondicionamiento de aire. Una carta psicrométrica para una presión de 1 atm (101.325 kPa o 14.696 psia) se presenta en la figura A-31 en unidades del SI y en la figura A-31E en unidades inglesas. La carta psicrométrica a otras presiones (para emplearse en elevaciones bastante más altas que el nivel del mar) también está disponible.

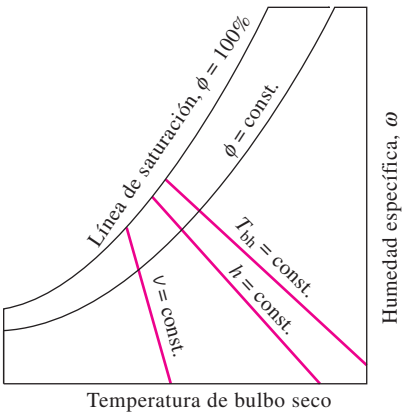


FIGURA 14-14
Esquema para una carta psicrométrica.

Las características más importantes de la carta psicrométrica se presentan en la figura 14-14. Las temperaturas de bulbo seco se muestran sobre el eje horizontal y la humedad específica sobre el eje vertical. (Algunas cartas también muestran la presión de vapor sobre el eje vertical ya que para una presión fija P existe una correspondencia de uno a uno entre la humedad específica ω y la presión de vapor P_v, como se observa en la ecuación 14-8.) En el extremo izquierdo de la carta se observa una curva (llamada *línea de saturación*) en lugar de una línea recta. Todos los estados de aire saturado se localizan en esta curva. Por lo tanto, es también la curva de un 100% de humedad relativa. Otras curvas de humedad relativa constantes tienen la misma forma general.

Las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante tienen una apariencia descendente hacia la derecha. Las líneas de volumen específico constante (en m^3/kg de aire seco) parecen similares, salvo que son más inclinadas. Las líneas de entalpía constante (en kJ/kg de aire seco) están casi paralelas a las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante. Por consiguiente, las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante en algunas gráficas se emplean como líneas de entalpía constante.

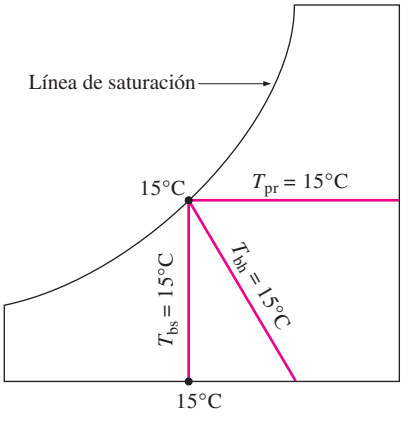


FIGURA 14-15
Para el aire saturado, las temperaturas de bulbo seco, de bulbo húmedo y de punto de rocío son idénticas.

Para aire saturado, las temperaturas de bulbo seco, de bulbo húmedo y de punto de rocío son idénticas (Fig. 14-15), Por ende, la temperatura de punto de rocío del aire atmosférico ω en cualquier punto sobre la gráfica se determina al dibujar una línea horizontal (una línea de ω = constante o P_v = constante) desde el punto hasta la curva saturada. El vapor de la temperatura en el punto de intersección es la temperatura de punto de rocío.

La carta psicrométrica también es una valiosa ayuda en la visualización de los procesos de acondicionamiento de aire. Un proceso de calentamiento o enfriamiento ordinario, por ejemplo, aparecerá como una línea horizontal en esta gráfica si no se incluye humidificación (es decir, ω = constante). Cualquier desviación de la línea horizontal indica que durante el proceso se añade o se extrae humedad al o del aire.

EJEMPLO 14-4 El uso de la carta psicrométrica

Considere un cuarto que tiene aire a 1 atm, 35°C y 40% de humedad relativa. Con la carta psicrométrica determine *a*) la humedad específica, *b*) la entalpía, *c*) la temperatura de bulbo húmedo, *d*) la temperatura de punto de rocío y *e*) el volumen específico del aire.

Solución Se proporciona la humedad relativa del aire en el cuarto. Se determinarán la humedad específica, la entalpía, la temperatura de bulbo húmedo, la temperatura de rocío y el volumen específico del aire utilizando la carta psicrométrica.

Análisis A una presión total dada, el estado del aire atmosférico se establece mediante dos propiedades independientes, como la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa. Otras propiedades se determinan al leer directamente sus valores en el estado especificado.

a) La humedad específica se determina al dibujar una línea horizontal del estado especificado hacia la derecha hasta que interseca al eje ω, como se aprecia en la figura 14-16. En el punto de intersección se lee

$$\omega = \mathbf{0.0142\ kg\ H_2O/kg\ aire\ seco}$$

b) La entalpía del aire por unidad de masa de aire seco se determina al trazar una línea paralela a las líneas de h = constante desde el estado especificado hasta que interseca la escala de la entalpía. En el punto de intersección se lee

$$h = \mathbf{71.5\ kJ/kg\ aire\ seco}$$

c) La temperatura de bulbo húmedo se determina al trazar una línea paralela a la línea de T_{bh} = constante a partir del estado especificado hasta que interseca la línea de saturación, resultando

$$T_{bh} = \mathbf{24°C}$$

d) La temperatura del punto de rocío se determina al trazar una línea horizontal desde el estado especificado hacia la izquierda hasta intersecar la línea de saturación, dando por resultado

$$T_{pr} = \mathbf{19.4°C}$$

e) El volumen específico por unidad de masa de aire seco se determina al observar las distancias entre el estado especificado y las líneas de v = constante a ambos lados del punto. El volumen específico se obtiene mediante interpolación visual como

$$v = \mathbf{0.893\ m^3/kg\ aire\ seco}$$

Discusión Los valores que se leen en la carta psicrométrica inevitablemente tienen errores de lectura, por lo que su precisión es limitada.

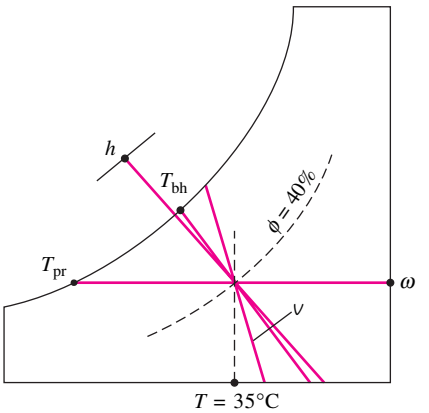


FIGURA 14-16
Esquema para el ejemplo 14-4.

14-6 ▪ COMODIDAD HUMANA Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Los seres humanos tienen una debilidad inherente: necesitan sentirse cómodos. Quieren vivir en un ambiente que no sea ni caliente ni frío, ni muy húmedo ni muy seco. Sin embargo, la comodidad no se obtiene de manera sencilla dado que las necesidades del cuerpo humano y el clima no suelen ser muy compatibles. Para alcanzar la comodidad es necesario luchar constantemente contra los factores que causan descontento, como temperaturas mayores o menores y humedades, altas o bajas. La tarea del ingeniero es ayudar a la gente a sentirse cómoda. (Además, eso lo mantendrá con empleo.)

FIGURA 14-17

No es posible cambiar las condiciones climatológicas, pero sí el clima en un espacio confinado por medio del acondicionamiento de aire.

© Vol. 77/PhotoDisc

FIGURA 14-18

Un cuerpo se siente cómodo cuando puede disipar libremente su calor excedente, y no más.

No es difícil que la gente descubra que no puede cambiar el clima en una región. Todo lo que puede hacer es cambiarlo en un espacio confinado, como una casa o un lugar de trabajo (Fig. 14-17). En el pasado, esto se logró parcialmente mediante fuego y sencillos sistemas de calefacción interiores. Hoy día, los modernos sistemas de acondicionamiento de aire pueden calentar, enfriar, humidificar, deshumidificar, limpiar e incluso desodorizar el aire; en otras palabras, *acondicionar* el aire según las necesidades de las personas. Los sistemas de acondicionamiento de aire están diseñados para *satisfacer* las necesidades del cuerpo humano; en consecuencia, es fundamental comprender los aspectos termodinámicos del cuerpo.

El cuerpo humano puede verse como una máquina térmica cuya entrada de energía es el alimento. Como cualquier otra máquina térmica, el cuerpo humano genera calor de desecho, que debe liberarse hacia el ambiente si el cuerpo va a continuar en operación. La tasa de generación de calor depende del nivel de la actividad. Para un hombre adulto promedio, es cercana a 87 W cuando duerme, 115 W cuando descansa o realiza trabajo de oficina, 230 W cuando juega boliche y 440 W cuando realiza trabajo físico intenso. Los números correspondientes para una mujer adulta son casi 15% menores. (Esta diferencia se debe al tamaño del cuerpo, no a su temperatura. La temperatura interna del cuerpo de una persona saludable se mantiene constante en 37°C.) Un cuerpo se sentirá cómodo en un ambiente en el cual pueda disipar este calor de desecho (Fig. 14-18).

La transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperatura. En consecuencia, en ambientes fríos un cuerpo perderá más calor del que normalmente genera, lo que produce una sensación de incomodidad. El organismo trata de disminuir el déficit de energía y para ello reduce la circulación de la sangre cerca de la piel (por eso se ve pálida), esto reduce la temperatura de la piel, que es de aproximadamente 34°C para una persona promedio y, por lo tanto, también la tasa de transferencia de calor. Una baja temperatura de la piel causa molestias. Las manos, por ejemplo, sienten dolor cuando la temperatura de la piel llega a 10°C (50°F). Es posible reducir la pérdida de calor del cuerpo si se ponen barreras (ropa adicional, mantas, etc.) en la trayectoria del calor o si aumenta la relación de generación de calor dentro del cuerpo mediante ejercicio. Por ejemplo, la comodidad de una persona en reposo, vestida con ropa de invierno en un cuarto a 10°C (50°F), es más o menos igual al nivel de comodidad de una persona idéntica que hace trabajo moderado en un cuarto cuya temperatura se acerca a −23°C (−10°F). O puede enconcharse y poner sus manos entre las piernas para reducir la superficie por la que escapa el calor.

En ambientes cálidos existe el problema opuesto: parece que no se disipa el suficiente calor del cuerpo, y se experimenta la sensación de estar dentro de un asador. La gente vestirá ropa ligera para facilitar que el calor salga del cuerpo y reducirá el nivel de actividad para disminuir la tasa de generación de calor de desecho en el cuerpo. También se enciende el ventilador para sustituir continuamente la capa de aire caliente que se forma alrededor del cuerpo como consecuencia del calor corporal por el aire más frío de las otras partes del cuarto. Cuando se hace trabajo ligero o se camina despacio, cerca de la mitad del calor producido por el cuerpo se disipa mediante la sudoración como *calor latente,* mientras que la otra mitad se disipa por convección, y la radiación como *calor sensible*. Cuando se descansa o se realiza trabajo de oficina, la mayor parte del calor (casi 70%) se disipa en la forma de calor sensible, en tanto que cuando se hace trabajo físico intenso, la mayor parte del calor (cerca de 60%) se disipa en forma de calor latente. El cuerpo ayuda sudando más. Cuando este sudor se evapora, absorbe calor latente del cuerpo y se enfría. Sin embargo, la transpiración no es muy útil si la humedad relati-

va del ambiente es cercana a 100%. La sudoración prolongada sin ninguna ingestión de fluidos producirá deshidratación y reducirá el sudor, lo que conduce a un aumento en la temperatura del cuerpo y a la insolación.

Otro factor importante que influye en la sensación de comodidad es la transferencia de calor por radiación entre el cuerpo y las superficies circundantes como paredes y ventanas. Los rayos del sol viajan por el espacio por radiación. Usted se calienta enfrente de una hoguera incluso si el aire entre usted y ella es bastante frío. De la misma manera, en un cuarto caliente usted sentirá frío si la superficie del techo y de las paredes está a una temperatura considerablemente menor. Esto se debe a la transferencia térmica directa entre su cuerpo y las superficies circundantes mediante radiación. Los calefactores radiantes se emplean para calentar lugares en los que es difícil hacerlo, como los talleres de reparación de automóviles.

La comodidad del cuerpo humano depende de tres factores: la temperatura (bulbo seco), la humedad relativa y el movimiento del aire (Fig. 14-19). La temperatura del ambiente es el indicio más importante de la comodidad. La mayor parte de la gente se siente cómoda cuando la temperatura del ambiente está entre 22 y 27°C (72 y 80°F). La humedad relativa también tiene un efecto considerable en el bienestar, pues influye en la cantidad de calor que un cuerpo puede disipar por evaporación. La humedad relativa es una medida de la capacidad del aire para absorber más humedad. La humedad relativa alta retarda el rechazo de calor por evaporación, y la humedad relativa baja lo acelera. La mayoría de la gente prefiere una humedad relativa de 40 a 60 por ciento.

El movimiento del aire también desempeña un papel importante en la comodidad humana. Elimina el aire caliente y húmedo que se forma alrededor del cuerpo y lo sustituye con aire fresco. En consecuencia, el movimiento del aire mejora el rechazo de calor tanto por convección como por evaporación. El movimiento del aire debe ser suficientemente intenso para eliminar calor y humedad de la vecindad del cuerpo, pero al mismo tiempo debe ser apacible para no sentirlo. La mayoría de la gente se siente bien si la velocidad del aire es de aproximadamente 15 m/min. El movimiento del aire a muy alta velocidad ocasiona incomodidad. Por ejemplo, un ambiente a 10°C (50°F) con vientos de 48 km/h se siente tan frío como un ambiente a −7°C (20°F) con vientos de 3 km/h debido al efecto de enfriamiento del cuerpo por el movimiento del aire (el *factor de enfriamiento del viento*). Otros factores que influyen en la sensación de comodidad son la limpieza del aire, el olor, el ruido y el efecto de radiación.

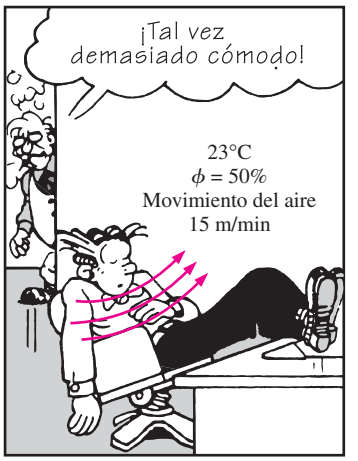


FIGURA 14-19

Un ambiente cómodo.

© Reimpreso con autorización especial de King Features Syndicate

14-7 ▪ PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Para mantener una vivienda o una construcción industrial a la temperatura y humedad deseadas son necesarios algunos procesos definidos como "acondicionamiento del aire". Estos procesos incluyen el *calentamiento simple* (elevar la temperatura), el *enfriamiento simple* (reducir la temperatura), la *humidificación* (agregar humedad) y la *deshumidificación* (eliminar humedad). Algunas veces dos o más de estos procesos son necesarios para llevar el aire al nivel de temperatura y humedad que se desea.

Diversos procesos de acondicionamiento de aire se ilustran en la carta psicrométrica de la figura 14-20. Advierta que los procesos de calentamiento y enfriamiento simple aparecen como líneas horizontales en esta gráfica, puesto que el contenido de humedad del aire permanece constante (ω = constante) durante estos procedimientos. El aire se calienta y humidifica en el invierno y se enfría y deshumidifica en el verano. Observe cómo aparecen estos procesos en la carta psicrométrica.

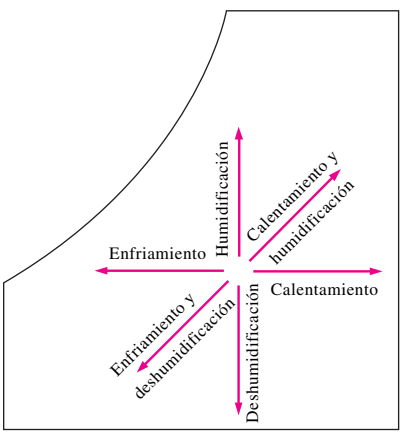


FIGURA 14-20

Varios procesos de acondicionamiento de aire.

La mayor parte de los procesos del acondicionamiento de aire pueden modelarse como procesos de flujo estable, y por lo tanto, la relación *balance de masa* $\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sal}$ se expresa para el *aire seco* y el *agua* como

$$\textit{Balance de masa para el aire seco:} \quad \sum_{ent} \dot{m}_a = \sum_{sal} \dot{m}_a \quad (kg/s) \tag{14-16}$$

$$\textit{Balance de masa para el agua:} \quad \sum_{ent} \dot{m}_w = \sum_{sal} \dot{m}_w \quad o \quad \sum_{ent} \dot{m}_a \omega = \sum_{sal} \dot{m}_a \omega \tag{14-17}$$

No tomando en cuenta los cambios de energía cinética y potencial, la relación del *balance de energía de flujo estable* $\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sal}$ puede expresarse en este caso como

$$\dot{Q}_{ent} + \dot{W}_{ent} + \sum_{ent} \dot{m}h = \dot{Q}_{sal} + \dot{W}_{sal} + \sum_{sal} \dot{m}h \tag{14-18}$$

El término "trabajo" por lo general consiste en el *trabajo del ventilador*, que es muy pequeño respecto de otros términos de la ecuación de la energía. A continuación se examinan algunos procesos comunes en el acondicionamiento de aire.

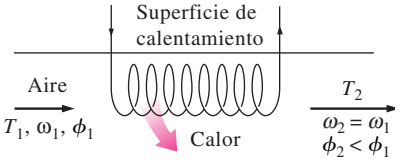


FIGURA 14-21
Durante el calentamiento simple, la humedad específica permanece constante, pero la humedad relativa disminuye.

Calentamiento y enfriamiento simple (ω = constante)

Muchos sistemas de calefacción residenciales constan de una estufa, una bomba de calor o un calentador de resistencia eléctrica. El aire en esos sistemas se calienta al circular por un ducto que contiene los tubos para los gases calientes o los alambres de la resistencia eléctrica, como se indica en la figura 14-21. La cantidad de humedad en el aire permanece constante durante este proceso, ya que no se añade humedad ni se elimina aire. Esto es, la humedad específica del aire permanece constante (ω = constante) durante un proceso de calentamiento (o enfriamiento) sin humidificación o deshumidificación. Dicho proceso de calentamiento procederá en la dirección de aumento de la temperatura de bulbo seco siguiendo una línea de humedad específica constante en la carta psicrométrica, la cual aparece como una línea horizontal.

Advierta que la humedad relativa del aire disminuye durante un proceso de calentamiento, incluso si la humedad específica ω permanece constante. Esto se debe a que la humedad relativa es la relación entre el contenido de humedad y la capacidad de humedad del aire a la misma temperatura, y la capacidad de humedad aumenta con la temperatura. En consecuencia, la humedad relativa del aire calentado puede estar muy por debajo de los niveles de comodidad, lo cual ocasiona resequedad en la piel, dificultades respiratorias y aumento en la electricidad estática.

Un proceso de enfriamiento a humedad específica constante es similar al proceso de calentamiento analizado antes, excepto que la temperatura de bulbo seco disminuye y la humedad relativa aumenta durante un proceso de este tipo, como se muestra en la figura 14-22. El enfriamiento se logra al pasar el aire sobre algunos serpentines por los cuales fluye un refrigerante o agua fría.

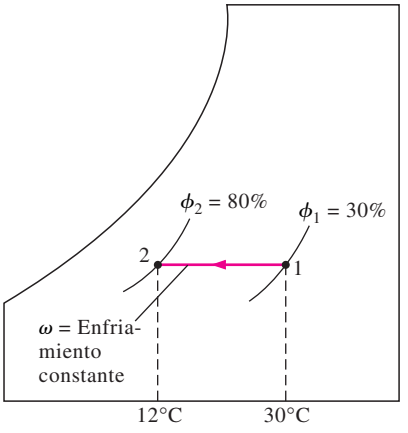


FIGURA 14-22
Durante el enfriamiento simple, la humedad específica permanece constante pero la humedad relativa aumenta.

Las ecuaciones de la conservación de la masa para un proceso de calentamiento o enfriamiento que no incluye humidificación o deshumidificación se reduce a $\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}a$ para aire seco y $\omega_1 = \omega_2$ para el agua. Si se descarta cualquier trabajo de ventilador que pueda estar presente, en este caso la ecuación de la conservación de la energía se reduce a

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad o \quad q = h_2 - h_1$$

donde h_1 y h_2 son las entalpías por unidad de masa de aire seco a la entrada y a la salida de la sección de calentamiento o enfriamiento, respectivamente.

Calentamiento con humidificación

Los problemas asociados con la humedad relativa baja, producto del calentamiento simple, se eliminan al humidificar al aire calentado. Esto se consigue al pasar el aire por una sección de calentamiento (proceso 1-2) y después por una sección de humidificación (proceso 2-3), como se muestra en la figura 14-23.

La ubicación del estado 3 depende de cómo se lleve a cabo la humidificación. Si se introduce vapor en la sección de humidificación, se produce una razonable humidificación con calentamiento adicional $(T_3 > T_2)$. Si en vez de esto la humidificación se realiza al rociar agua en la corriente de aire, parte del calor latente de vaporización provendrá del aire, lo que producirá enfriamiento en la corriente calentada de aire $(T_3 < T_2)$. En este caso, el aire debe calentarse a una temperatura más alta en la sección de calentamiento, para compensar el efecto de enfriamiento durante el proceso de humidificación.

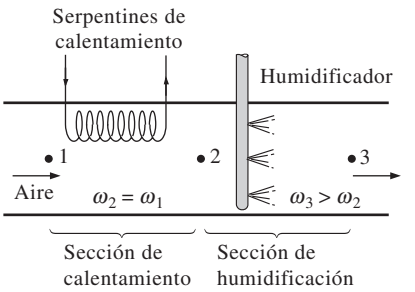


FIGURA 14-23
Calentamiento con humidificación.

EJEMPLO 14-5 Calentamiento y humidificación del aire

Mediante un sistema de acondicionamiento de aire se toma aire exterior a 10°C y 30% de humedad relativa, a una tasa estable de 45 m³/min y se le acondicionará a 25°C y 60% de humedad relativa. El aire exterior se calienta primero hasta 22°C en la sección de calentamiento, después se humidifica mediante la inyección de vapor caliente en la sección humidificadora. Suponga que todo el proceso sucede a una presión de 100 kPa; entonces determine *a*) la tasa de suministro de calor en la sección de calentamiento y *b*) el flujo másico del vapor que se requiere en la sección de humidificación.

Solución Primero se calienta el aire del exterior y después se humedece por medio de inyección de vapor. Se determinarán la rapidez de transferencia de calor y el flujo másico.

Suposiciones **1** Éste es un proceso de flujo estable, y por ende, el flujo másico del aire seco permanece constante durante todo el proceso. **2** El aire seco y el vapor de agua son gases ideales. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Propiedades El calor específico a presión constante del aire a temperatura ambiente es $c_p = 1.005$ kJ/kg · K y su constante de gases es $R_a = 0.287$ kJ/kg · K (tabla A-2*a*). La presión de saturación del agua es 1.2281 kPa a 10°C y 3.1698 kPa a 25°C. La entalpía de vapor de agua saturado es 2 519.2 kJ/kg a 10°C y 2 541.0 kJ/kg a 22°C (tabla A-4).

Análisis Se toma el sistema como si fuera la *sección de calentamiento* o la *de humidificación,* como sea más conveniente. En la figura 14-24 se muestra un esquema del sistema y de la carta psicrométrica. Advierta que la cantidad de vapor de agua en el aire permanece constante en la sección de calentamiento ($\omega_1 = \omega_2$) a pesar de incrementarse en la sección de humidificación ($\omega_3 > \omega_2$).

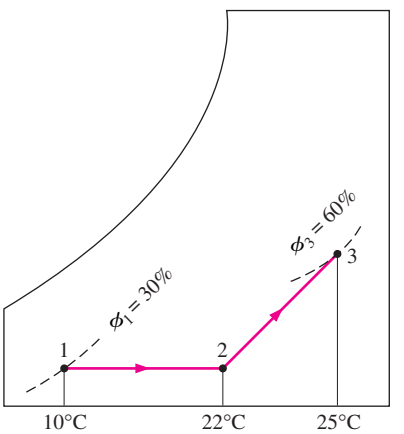
a) Al aplicar los balances de masa y energía a la sección de calentamiento se obtiene

Balance de masa de aire seco: $$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

Balance de masa de agua: $$\dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_{a_2}\omega_2 \rightarrow \omega_1 = \omega_2$$

Balance de energía: $$\dot{Q}_{\text{ent}} + \dot{m}_a h_1 = \dot{m}_a h_2 \rightarrow \dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m}_a(h_2 - h_1)$$

La carta psicrométrica ofrece grandes ventajas en la determinación de las propiedades del aire húmedo. Sin embargo, su empleo se limita a una presión especificada, que es de 1 atm (101.325 kPa) para la especificada en el



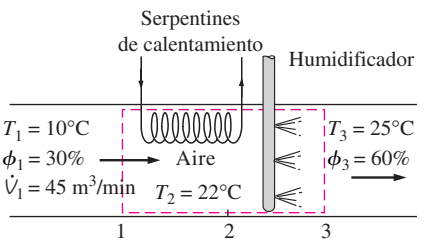


FIGURA 14-24
Esquema y carta psicrométrica para el ejemplo 14-5.

apéndice. A presiones diferentes de 1 atm se deben utilizar otras cartas para esa presión, o bien, las relaciones desarrolladas antes. En este caso, la elección es clara:

$$P_{v_1} = \phi_1 P_{g_1} = \phi P_{\text{sat @ 10°C}} = (0.3)(1.2281 \text{ kPa}) = 0.368 \text{ kPa}$$

$$P_{a_1} = P_1 - P_{v_1} = (100 - 0.368) \text{ kPa} = 99.632 \text{ kPa}$$

$$v_1 = \frac{R_a T_1}{P_a} = \frac{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(283 \text{ K})}{99.632 \text{ kPa}} = 0.815 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{45 \text{ m}^3/\text{min}}{0.815 \text{ m}^3/\text{kg}} = 55.2 \text{ kg/min}$$

$$\omega_1 = \frac{0.622 P_{v_1}}{P_1 - P_{v_1}} = \frac{0.622(0.368 \text{ kPa})}{(100 - 0.368) \text{ kPa}} = 0.0023 \text{ kg } H_2O/\text{kg aire seco}$$

$$h_1 = c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1} = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot °\text{C})(10°\text{C}) + (0.0023)(2\,519.2 \text{ kJ/kg})$$
$$= 15.8 \text{ kJ/kg aire seco}$$

$$h_2 = c_p T_2 + \omega_2 h_{g_2} = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot °\text{C})(22°\text{C}) + (0.0023)(2\,541.0 \text{ kJ/kg})$$
$$= 28.0 \text{ kJ/kg aire seco}$$

puesto que $\omega_2 = \omega_1$. Entonces la rapidez de transferencia de calor al aire en la sección de calentamiento se convierte en

$$\dot{Q}_{\text{ent}} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) = (55.2 \text{ kg/min})[(28.0 - 15.8) \text{ kJ/kg}]$$
$$= \mathbf{673 \text{ kJ/min}}$$

b) El balance de masa para el agua en la sección de humidificación puede expresarse como

$$\dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_w = \dot{m}_{a_3}\omega_3$$

o

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_3 - \omega_2)$$

donde

$$\omega_3 = \frac{0.622\phi_3 P_{g_3}}{P_3 - \phi_3 P_{g_3}} = \frac{0.622(0.60)(3.1698 \text{ kPa})}{[100 - (0.60)(3.1698)] \text{ kPa}}$$
$$= 0.01206 \text{ kg } H_2O/\text{kg aire seco}$$

Por lo tanto,

$$\dot{m}_w = (55.2 \text{ kg/min})(0.01206 - 0.0023)$$
$$= \mathbf{0.539 \text{ kg/min}}$$

Discusión El resultado de 0.539 kg/min corresponde a un requerimiento de agua de casi una tonelada, lo cual es significativo.

Enfriamiento con deshumidificación

La humedad específica del aire permanece constante durante un proceso de enfriamiento simple, pero su humedad relativa aumenta. Si la humedad relativa alcanza niveles extremadamente altos, tal vez sea necesario eliminar algo de humedad en el aire, es decir, deshumidificarlo. Para esto es necesario enfriar el aire por debajo de su temperatura de punto de rocío.

El proceso de enfriamiento con deshumidificación se muestra de manera esquemática en la carta psicrométrica de la figura 14-25, junto con el ejemplo 14-6. El aire caliente y húmedo entra a la sección de enfriamiento en el estado 1. A medida que pasa por los serpentines de enfriamiento, su temperatura disminuye y su humedad relativa aumenta a humedad específica constante. Si la sección de enfriamiento tiene la longitud suficiente, el aire alcanzará su punto de rocío (estado x, aire saturado). El enfriamiento adicional del aire resultará en la condensación de una parte de la humedad en el aire. Éste permanece saturado durante todo el proceso de condensación, que sigue una línea de 100% de humedad relativa hasta que alcanza el estado final (estado 2). El vapor de agua, que se condensa fuera del aire durante este proceso, se elimina de la sección de enfriamiento por medio de un canal independiente. Suele considerarse que el condensado sale de la sección de enfriamiento a T_2.

El aire frío y saturado en el estado 2 casi siempre se envía directamente a la habitación, donde se mezcla con el aire que hay ahí. No obstante, en ciertos casos, el aire en el estado 2 puede estar a la humedad específica correcta pero a una temperatura muy baja. En esos casos se hace pasar el aire por una sección de calentamiento donde su temperatura se eleva a un nivel más adecuado antes de enviarlo al cuarto.

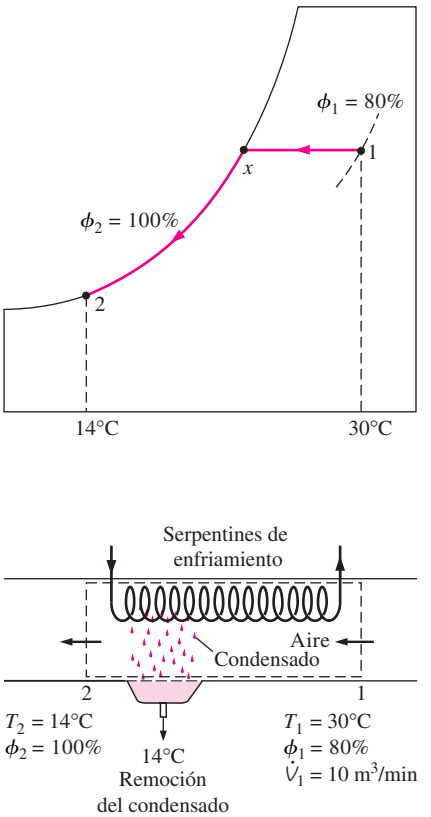


FIGURA 14-25
Esquema y carta psicrométrica para el ejemplo 14-6.

EJEMPLO 14-6 Enfriamiento y deshumidificación del aire

En una unidad de aire acondicionado de ventana entra aire a 1 atm, 30°C y 80% de humedad relativa, a una tasa de 10 m^3/min y sale como aire saturado a 14°C. Parte de la humedad en el aire que se condensa durante el proceso se elimina también a 14°C. Determine las tasas de eliminación de calor y de humedad del aire.

Solución El aire es enfriado y deshumidificado por una unidad de aire acondicionado de ventana. Se desea determinar la rapidez con la que se desprenderá el calor y la humedad.

Suposiciones **1** Esto es un proceso de flujo estable, y por lo tanto, el flujo másico del aire seco permanece constante durante todo el proceso. **2** El aire seco y el vapor de agua son gases ideales. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Propiedades La entalpía del agua líquida saturada a 14°C es 58.8 kJ/kg (tabla A-4). Asimismo, los estados del aire a la entrada y a la salida están especificados completamente y la presión total es de 1 atm. En consecuencia, es factible determinar las propiedades del aire en ambos estados a partir de la carta psicrométrica como sigue

$h_1 = 85.4$ kJ/kg aire seco $\qquad h_2 = 39.3$ kJ/kg aire seco

$\omega_1 = 0.0216$ kg H_2O/kg aire seco y $\omega_2 = 0.0100$ kg H_2O/kg aire seco

$v_1 = 0.889\ m^3$/kg aire seco

Análisis Se considera que la *sección de enfriamiento* es el sistema. Tanto el esquema del sistema como la carta psicrométrica del proceso se muestran en la figura 14-25. Observe que la cantidad de vapor de agua en el aire disminuye durante el proceso ($\omega_2 < \omega_1$) debido a la deshumidificación. Aplicando los balances de masa y energía en la sección de enfriamiento y deshumidificación se obtiene

Balance de la masa del aire seco: $\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$

Balance de la masa del agua: $\dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_{a_2}\omega_2 + \dot{m}_w \quad \rightarrow \quad \dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2)$

Balance de la energía: $\sum_{\text{ent}} \dot{m}h = \dot{Q}_{\text{sal}} + \sum_{\text{sal}} \dot{m}h \quad \rightarrow \quad \dot{Q}_{\text{sal}} = \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{m}_w h_w$

Entonces,

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{10\ \text{m}^3/\text{min}}{0.889\ \text{m}^3/\text{kg aire seco}} = 11.25\ \text{kg/min}$$

$$\dot{m}_w = (11.25\ \text{kg/min})(0.0216 - 0.0100) = \mathbf{0.131\ kg/min}$$

$$\dot{Q}_{\text{sal}} = (11.25\ \text{kg/min})[(85.4 - 39.3)\ \text{kJ/kg}] - (0.131\ \text{kg/min})(58.8\ \text{kJ/kg})$$
$$= \mathbf{511\ kJ/min}$$

Por lo tanto, esta unidad de aire acondicionado elimina la humedad y el calor del aire a tasas de 0.131 kg/min y 511 kJ/min, respectivamente.

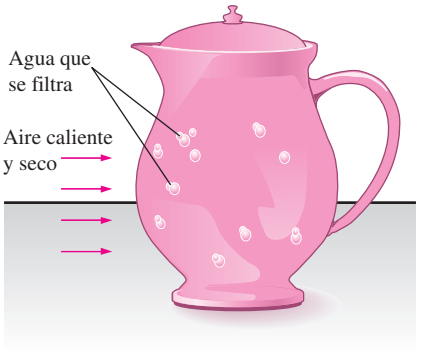


FIGURA 14-26
El agua en una jarra porosa dejada en un área abierta y ventilada se enfría como resultado del enfriamiento evaporativo.

Enfriamiento evaporativo

Los sistemas de enfriamiento convencionales operan en un ciclo de refrigeración y pueden utilizarse en cualquier lugar del mundo, pero su costo inicial y de operación es muy alto. En los climas desérticos (calientes y secos), se puede evitar el alto costo del enfriamiento mediante *enfriadores evaporativos,* también conocidos como *enfriadores de pantano.*

El enfriamiento evaporativo se basa en un sencillo principio: cuando se evapora el agua, el calor latente de evaporación se absorbe del cuerpo del agua y del aire de los alrededores. Como resultado, tanto el agua como el aire se enfrían durante el proceso. Este fenómeno se ha empleado por cientos de años para enfriar agua. Una jarra o cántaro poroso lleno con agua se deja en un área abierta con sombra. Una pequeña cantidad de agua sale a través de los agujeros porosos y el cántaro "suda". En un ambiente seco, esta agua se evapora y enfría el resto del agua en el cántaro (Fig. 14-26).

Quizás usted ha notado que en un día caliente y seco el aire se siente un poco más frío cuando el patio se riega. Esto es porque el agua absorbe el calor del aire cuando se evapora. Un enfriador evaporativo trabaja con el mismo principio. El proceso de enfriamiento evaporativo se muestra de manera esquemática en la carta psicrométrica de la figura 14-27. En el estado 1 entra al enfriador evaporativo aire caliente y seco, donde se rocía con agua líquida. Parte del agua se evapora durante este proceso al absorber calor de la corriente de aire. Como resultado, la temperatura de la corriente de aire disminuye y su humedad aumenta (estado 2). En el caso límite, el aire saldrá del enfriador saturado en el estado 2′. Ésta es la temperatura más baja que puede alcanzarse por medio de este proceso.

El proceso de enfriamiento evaporativo es idéntico al proceso de saturación adiabático, puesto que la transferencia de calor entre la corriente de aire y los alrededores suele ser insignificante. Por ende, el proceso de enfriamiento sigue una línea de temperatura de bulbo húmedo constante en la carta psicrométrica. (Observe que éste no será el caso si el agua líquida se remplaza a una temperatura diferente de la temperatura de salida de la corriente de aire.) Puesto que las líneas de temperatura de bulbo húmedo constantes coinciden con las líneas de entalpía constantes, puede suponerse que la entalpía de la corriente de aire permanece constante. Es decir,

$$T_{\text{bh}} \cong \text{constante} \qquad \textbf{(14-19)}$$

y

$$h \cong \text{constante} \qquad \textbf{(14-20)}$$

durante un proceso de enfriamiento evaporativo, que es una aproximación razonable exacta y de uso común en los cálculos de acondicionamiento de aire.

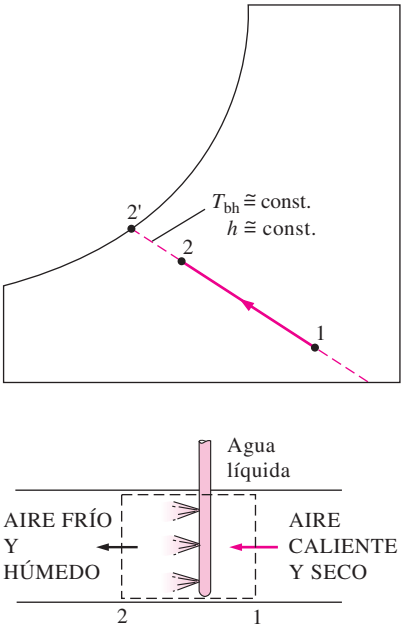


FIGURA 14-27
Enfriamiento evaporativo.

EJEMPLO 14-7 Enfriamiento evaporativo del aire con un enfriador de pantano

En un enfriador evaporativo (o de pantano) entra aire a 14.7 psi, 95°F y 20% de humedad relativa, y sale con una humedad relativa de 80%. Determine *a*) la temperatura de salida de aire y *b*) la temperatura más baja a la cual el aire puede enfriarse mediante este enfriador evaporativo.

Solución El aire es enfriado de forma estable mediante un enfriador evaporativo. Se desea determinar la temperatura del aire descargado y la temperatura más baja a la que se puede enfriar el aire.

Análisis En la figura 14-28 se muestra un esquema del enfriador evaporativo y de la carta psicrométrica del proceso.

a) Si se supone que el agua líquida se suministra a una temperatura no muy diferente de la temperatura de salida de la corriente de aire, el proceso de enfriamiento evaporativo sigue una línea de temperatura de bulbo húmedo constante sobre la carta psicrométrica. Esto se expresa así

$$T_{bh} \cong \text{constante}$$

La temperatura de bulbo húmedo a 95°F y 20% de humedad relativa se determina a partir de la carta psicrométrica igual a 66.0°F. El punto de intersección de las líneas $T_{bh} = 66.0°F$ y $\phi = 80\%$ es el estado de salida del aire. La temperatura en este punto es la temperatura de salida del aire; por la carta psicrométrica se encuentra que su valor es

$$T_2 = \mathbf{70.4°F}$$

b) En el caso límite, el aire saldrá saturado del enfriador evaporativo ($\phi = 100\%$), y el estado de salida de aire será el estado donde la línea $T_{bh} = 66.0°F$ intersecta la línea de saturación. Para el aire saturado, las temperaturas del bulbo seco y bulbo húmedo son idénticas. En consecuencia, la temperatura más baja a la cual el aire puede enfriarse es la de bulbo húmedo, que es

$$T_{mín} = T_{2'} = \mathbf{66.0°F}$$

Discusión Observe que la temperatura del aire desciende 30°F en este caso debido al enfriamiento por evaporación.

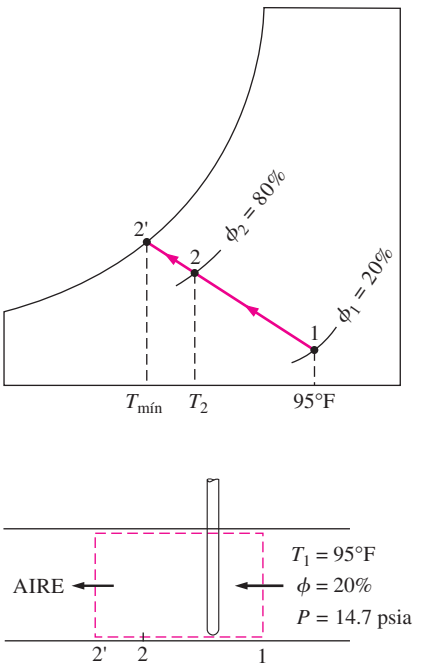


FIGURA 14-28
Esquema y carta psicrométrica para el ejemplo 14-7.

Mezcla adiabática de corrientes de aire

En muchas aplicaciones del acondicionamiento de aire es necesaria la mezcla de dos corrientes de aire. Esto es particularmente cierto en los grandes edificios, la mayor parte de las centrales de producción y procesamiento y los hospitales, donde es preciso que el aire acondicionado se mezcle con una fracción del aire fresco exterior antes de enviarse a los espacios habitados. La mezcla se consigue combinando simplemente las dos corrientes de aire, como se indica en la figura 14-29.

La transferencia de calor en los alrededores suele ser pequeña y, por lo tanto, puede suponerse que el proceso de mezcla será adiabático. En general, los procesos de mezcla no implican interacciones de trabajo, y los cambios en las energías cinética y potencial, si los hay, son despreciables. En ese caso, los balances de masa y de energía para la mezcla adiabática de dos corrientes de aire se reducen a

Masa de aire seco:
$$\dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_{a_3} \quad \textbf{(14-21)}$$

Masa de vapor de agua:
$$\omega_1 \dot{m}_{a_1} + \omega_2 \dot{m}_{a_2} = \omega_3 \dot{m}_{a_3} \quad \textbf{(14-22)}$$

Energía:
$$\dot{m}_{a_1} h_1 + \dot{m}_{a_2} h_2 = \dot{m}_{a_3} h_3 \quad \textbf{(14-23)}$$

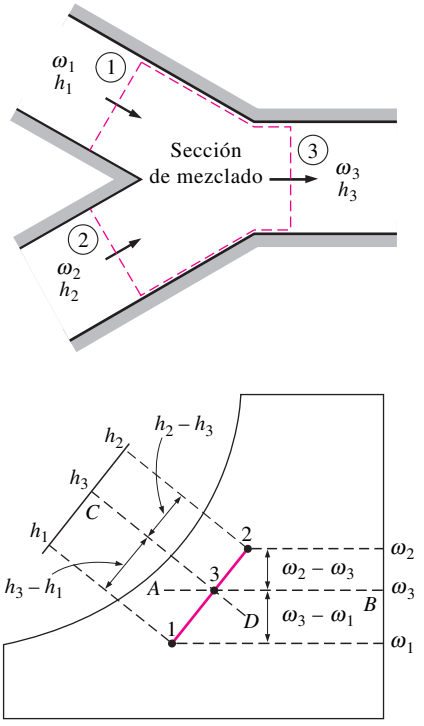


FIGURA 14-29
Cuando dos corrientes de aire en los estados 1 y 2 se mezclan adiabáticamente, el estado de la mezcla se ubica sobre la línea recta que conecta los dos estados.

Si se elimina $\dot{m}_{a_3}$ de las relaciones anteriores, se obtiene

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \qquad \textbf{(14-24)}$$

Esta ecuación tiene una interpretación geométrica instructiva sobre la carta psicrométrica. Muestra que la relación entre $\omega_2 - \omega_3$ y $\omega_3 - \omega_1$ es igual a la de $\dot{m}_{a_1}$ a $\dot{m}_{a_2}$. Los estados que satisfacen estas condiciones se indican mediante la línea discontinua *AB*. La relación entre $h_2 - h_3$ y $h_3 - h_1$ es también igual a la relación entre $\dot{m}_{a_1}$ y $\dot{m}_{a_2}$, y los estados que satisfacen esta condición se indican por medio de la línea discontinua *CD*. El único estado que satisface ambas condiciones es el punto de intersección de estas dos líneas discontinuas, localizado en la línea recta que conecta los estados 1 y 2. Así, se concluye que *cuando dos corrientes de aire en dos estados diferentes (estados 1 y 2) se mezclan adiabáticamente, el estado de la mezcla (estado 3) quedará sobre la línea recta que conecta los estados 1 y 2 en la carta psicrométrica, y que la relación entre las distancias 2-3 y 3-1 es igual a la relación de flujo másico* $\dot{m}_{a_1}$ y $\dot{m}_{a_2}$.

La naturaleza cóncava de la curva de saturación y la conclusión anterior conducen a una interesante posibilidad. Cuando los estados 1 y 2 se localizan cerca de la curva de saturación, la línea recta que conecta los dos estados cruzará la línea de saturación, tal vez el estado 3 se encuentre a la izquierda de dicha curva. En este caso, un poco de agua se condensará inevitablemente durante el proceso de mezcla.

EJEMPLO 14-8 Mezclado de aire acondicionado con aire exterior

El aire saturado que sale de la sección de enfriamiento de un sistema de acondicionamiento de aire a 14°C y a una relación de 50 m³/min, se mezcla adiabáticamente con el aire exterior a 32°C y 60% de humedad relativa a una relación de 20 m³/min. Suponga que el proceso de mezcla se efectúa a una presión de 1 atm; con ello determine la humedad específica, la humedad relativa, la temperatura de bulbo seco y el flujo volumétrico de la mezcla.

Solución Se mezcla aire acondicionado con aire del exterior a tasas específicas. Se desea determinar las humedades específica y relativa, la temperatura de bulbo seco y el flujo volumétrico de la mezcla.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** El aire seco y el vapor de agua son gases ideales. **3** Los cambios en las energías potencial y cinética son insignificantes. **4** La sección de mezclado es adiabática.

Propiedades Las propiedades de cada entrada de corriente están determinadas a partir de la carta psicrométrica como

$$h_1 = 39.4 \text{ kJ/kg aire seco}$$
$$\omega_1 = 0.010 \text{ kg } H_2O\text{/kg aire seco}$$
$$v_1 = 0.826 \text{ m}^3\text{/kg aire seco}$$

y

$$h_2 = 79.0 \text{ kJ/kg aire seco}$$
$$\omega_2 = 0.0182 \text{ kg } H_2O\text{/kg aire seco}$$
$$v_2 = 0.889 \text{ m}^3\text{/kg aire seco}$$

Análisis Se considera como sistema la *sección de mezclado* de las corrientes. El diagrama esquemático del sistema y la carta psicrométrica del proceso se muestran en la figura 14-30. Advierta que esto constituye un proceso de mezclado de flujo estable.

Los flujos másicos del aire seco en cada corriente son

$$\dot{m}_{a_1} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{50 \text{ m}^3/\text{min}}{0.826 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}} = 60.5 \text{ kg/min}$$

$$\dot{m}_{a_2} = \frac{\dot{V}_2}{v_2} = \frac{20 \text{ m}^3/\text{min}}{0.889 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}} = 22.5 \text{ kg/min}$$

Del balance de masa de aire seco se tiene

$$\dot{m}_{a_3} = \dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = (60.5 + 22.5) \text{ kg/min} = 83 \text{ kg/min}$$

La humedad específica y la entalpía de la mezcla se determinan a partir de la ecuación 14-24,

$$\frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1}$$

$$\frac{60.5}{22.5} = \frac{0.0182 - \omega_3}{\omega_3 - 0.010} = \frac{79.0 - h_3}{h_3 - 39.4}$$

lo que produce

$$\omega_3 = \mathbf{0.0122 \text{ kg } H_2O/\text{kg aire seco}}$$

$$h_3 = 50.1 \text{ kJ/kg aire seco}$$

Estas dos propiedades fijan el estado de la mezcla. Otras propiedades de la mezcla se obtienen de la carta psicrométrica:

$$T_3 = \mathbf{19.0°C}$$

$$_3 = \mathbf{89\%}$$

$$v_3 = 0.844 \text{ m}^3/\text{kg aire seco}$$

Por último, el flujo volumétrico de la mezcla se determina de

$$\dot{V}_3 = \dot{m}_{a_3} v_3 = (83 \text{ kg/min})(0.844 \text{ m}^3/\text{kg}) = \mathbf{70.1 \text{ m}^3/\text{min}}$$

Discusión Advierta que el flujo volumétrico de la mezcla es aproximadamente igual a la suma de los flujos volumétricos de las dos corrientes entrantes. Esto es común en las aplicaciones de acondicionamiento de aire.

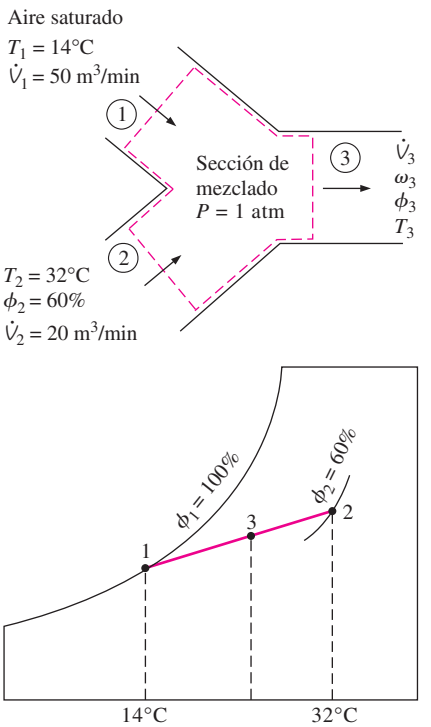


FIGURA 14-30
Esquema y carta psicrométrica para el ejemplo 14-8.

Torres de enfriamiento húmedas

Las centrales eléctricas, los grandes sistemas de aire acondicionado y algunas industrias generan grandes cantidades de calor de desecho que con frecuencia se arroja hacia el agua de enfriamiento de lagos o ríos cercanos. Sin embargo, en algunos casos el suministro de agua es limitado o la contaminación térmica alcanza niveles preocupantes. En tales casos, el calor de desecho debe rechazarse hacia la atmósfera, con el agua de enfriamiento recirculando y sirviendo como medio de transporte para la transferencia de calor entre la fuente y el sumidero (la atmósfera). Una manera de lograr esto es por medio del uso de torres de enfriamiento húmedas.

Una **torre de enfriamiento húmeda** es básicamente un enfriador evaporativo semicerrado. En la figura 14-31 se muestra de manera esquemática una torre de enfriamiento húmeda a contraflujo de tiro inducido. El aire entra a la

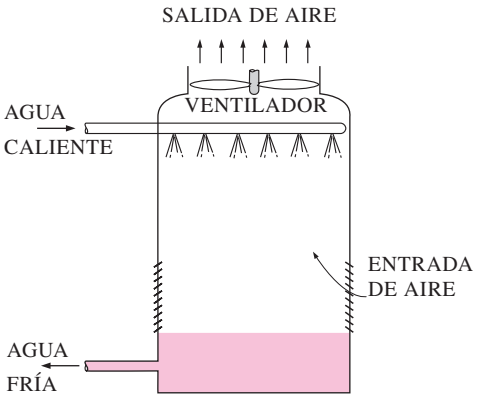


FIGURA 14-31
Una torre de enfriamiento a contraflujo de tiro inducido.

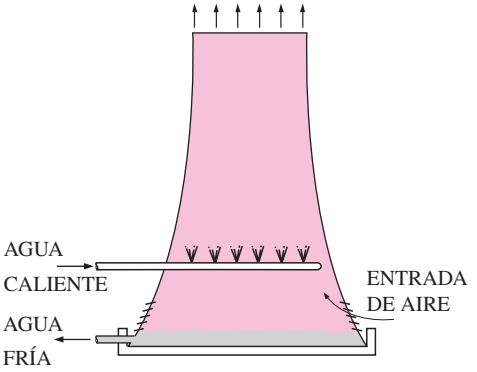


FIGURA 14-32
Torre de enfriamiento de tiro natural.

FIGURA 14-33
Un estanque de rocío.

Fotografía de Yunus Çengel.

torre por el fondo y sale por la parte superior. El agua caliente del condensador se bombea hacia la parte superior de la torre y se rocía en esta corriente de aire. El propósito del rociado es exponer una gran área superficial de agua al aire. Cuando las gotas de agua caen bajo la influencia de la gravedad, una pequeña fracción del agua (por lo común un pequeño porcentaje) se evapora y enfría el agua restante. La temperatura y el contenido de humedad del aire aumentan durante este proceso. El agua enfriada se acumula en el fondo de la torre y se bombea de nuevo al condensador para absorber calor de desecho adicional. El agua de reemplazo debe añadirse al ciclo para sustituir el agua perdida por la evaporación y por el arrastre de agua. Para reducir la cantidad de agua transportada por el aire se instalan mamparas deflectoras en las torres de enfriamiento húmedas encima de la sección de rociado.

La circulación del aire en la torre de enfriamiento recién descrita la proporcionan un ventilador y, por lo tanto, ésta se clasifica como una torre de enfriamiento de tiro forzado. Otro tipo muy empleado de torre de enfriamiento es la **torre de enfriamiento de tiro natural**, que se asemeja a una gran chimenea y trabaja como una chimenea ordinaria. El aire en la torre tiene un alto contenido de vapor de agua, por lo que es más ligero que el aire exterior. En consecuencia, el aire ligero en la torre asciende y el aire exterior más pesado llena el espacio desocupado; de esta forma, se crea un flujo de aire del fondo de la torre hacia la parte superior. La tasa de flujo de aire es controlada por las condiciones del aire atmosférico. Las torres de enfriamiento de tiro natural no necesitan ninguna fuente de potencia externa para inducir el aire, pero su construcción resulta un poco más costosa que la de las torres de enfriamiento de tiro forzado. El perfil de las torres de enfriamiento de tiro natural es hiperbólico, como se muestra en la figura 14-32, y algunas tienen más de 100 m de altura. El objetivo del perfil hiperbólico es tener una mayor resistencia estructural y no obedece a ninguna razón termodinámica.

La idea de una torre de enfriamiento se inició con el **estanque de rocío**, donde el agua caliente es rociada en el aire y se enfría por medio de éste cuando cae en el estanque, como se observa en la figura 14-33. Algunos estanques de rocío aún se utilizan en la actualidad. No obstante, requieren de 25 a 50 veces el área de una torre de enfriamiento, implican pérdidas considerables de agua debido al arrastre de aire, y carecen de protección contra el polvo y la polución.

También se podría descargar el calor de desecho en un **estanque de enfriamiento**, que es básicamente un gran lago abierto a la atmósfera. Aunque la transferencia de calor de la superficie del estanque a la atmósfera es muy lenta, y en este caso se necesitaría de casi 20 veces el área del estanque de rocío para producir el mismo enfriamiento.

EJEMPLO 14-9 Enfriamiento de una central eléctrica mediante una torre de enfriamiento

Del condensador de una central eléctrica sale agua para ser enfriada y entra a una torre de enfriamiento húmeda a 35°C, con un flujo másico de 100 kg/s. El agua se enfría hasta 22°C en la torre de enfriamiento con aire que entra a la torre a 1 atm, 20°C, con 60% de humedad relativa, y sale saturada a 30°C. Ignore la entrada de potencia al ventilador y determine *a*) el flujo volumétrico del aire en la torre de enfriamiento y *b*) el flujo másico del agua de reemplazo requerido.

Solución Se enfría agua de una central eléctrica en una torre de enfriamiento húmeda. Se busca determinar el flujo volumétrico del aire y el másico del agua de reemplazo y del aire.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación y, por lo tanto, el flujo másico del aire seco permanece constante durante todo el proceso. **2** El aire seco y el vapor de agua son gases ideales. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes. **4** La torre de enfriamiento es adiabática.

Propiedades La entalpía del agua líquida saturada es 92.28 kJ/kg a 22°C y 146.64 kJ/kg a 35°C (tabla A-4). De la carta psicrométrica se tiene:

$h_1 = 42.2$ kJ/kg aire seco $\qquad h_2 = 100.0$ kJ/kg aire seco

$\omega_1 = 0.0087$ kg H_2O/kg aire seco $\qquad \omega_2 = 0.0273$ kg H_2O/kg aire seco

$v_1 = 0.842$ m^3/kg aire seco

Análisis Considere la *torre de enfriamiento* como el sistema, representado de manera esquemática en la figura 14-34. Advierta que el flujo másico del agua líquida disminuye en una cantidad igual a la cantidad de agua que se evapora en la torre durante el proceso de enfriamiento. El agua que se pierde por evaporación debe restituirse después en el ciclo para mantener la operación uniforme.

a) Al aplicar los balances de energía y de masa a la torre de enfriamiento se obtiene

Balance de masa de aire seco:
$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_a$$

Balance de masa agua:
$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{a_1}\omega_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{a_2}\omega_2$$

o
$$\dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = \dot{m}_{\text{reemplazo}}$$

Balance de energía:
$$\sum_{\text{ent}} \dot{m}h = \sum_{\text{sal}} \dot{m}h \rightarrow \dot{m}_{a_1}h_1 + \dot{m}_3h_3 = \dot{m}_{a_2}h_2 + \dot{m}_4h_4$$

o
$$\dot{m}_3h_3 = \dot{m}_a(h_2 - h_1) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_{\text{reemplazo}})h_4$$

Al despejar $\dot{m}_a$ resulta
$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_3(h_3 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (\omega_2 - \omega_1)h_4}$$

Sustituyendo,
$$\dot{m}_a = \frac{(100 \text{ kg/s})[(146.64 - 92.28) \text{ kJ/kg}]}{[(100.0 - 42.2) \text{ kJ/kg}] - [(0.0273 - 0.0087)(92.28) \text{ kJ/kg}]} = 96.9 \text{ kg/s}$$

Entonces, el flujo volumétrico de aire en la torre de enfriamiento es
$$\dot{V}_1 = \dot{m}_a v_1 = (96.9 \text{ kg/s})(0.842 \text{ m}^3/\text{kg}) = \mathbf{81.6 \text{ m}^3/\text{s}}$$

b) El flujo másico del agua restituida necesaria se determina de
$$\dot{m}_{\text{reemplazo}} = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega_1) = (96.9 \text{ kg/s})(0.0273 - 0.0087) = \mathbf{1.80 \text{ kg/s}}$$

Discusión Por consiguiente, más de 98% del agua de enfriamiento se ahorra y recircula en este caso

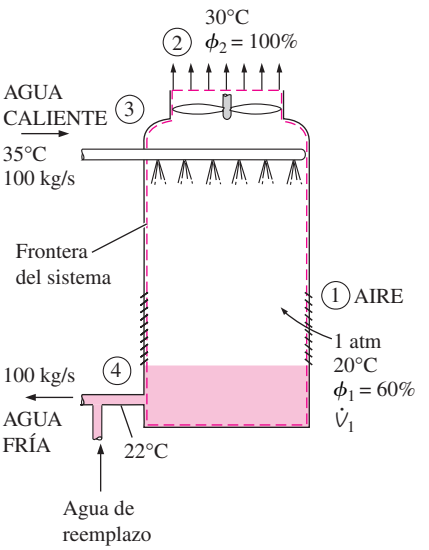


FIGURA 14-34
Esquema para el ejemplo 14-9.

RESUMEN

En este capítulo se estudió la mezcla de aire-agua-vapor, que es la mezcla de gas-vapor más común en la práctica. Normalmente el aire en la atmósfera contiene un poco de vapor de agua, y se denomina *aire atmosférico*. En contraste, el aire que no contiene vapor de agua se llama *aire seco*. Dentro de los límites de la temperatura en la cual trabajan los sistemas de acondicionamiento de aire, tanto el aire seco como el vapor de agua pueden tratarse como gases ideales. El cambio de entalpía del aire seco durante un proceso se encuentra a partir de

$$\Delta h_{\text{aire seco}} = c_p \, \Delta T = (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot °\text{C}) \, \Delta T$$

El aire atmosférico puede tratarse como una mezcla de gases ideales cuya presión es la suma de la presión parcial del aire seco P_a y la del vapor de agua P_v:

$$P = P_a + P_v$$

La entalpía del vapor de agua en el aire puede tomarse como equivalente a la entalpía del vapor saturado a la misma temperatura:

$$h_v(T, \text{low } P) \cong h_g(T) \cong 2\,500.9 + 1.82T \quad \text{(kJ/kg)} \quad T \text{ en °C}$$
$$\cong 1\,060.9 + 0.435T \quad \text{(Btu/lbm)} \quad T \text{ en °F}$$

en el intervalo de temperatura de −10 a 50°C (15 a 120°F).

La masa de vapor de agua presente por unidad de masa de aire seco se llama *humedad específica* o *humedad absoluta* ω:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{0.622P_v}{P - P_v} \qquad (\text{kg } H_2O/\text{kg aire seco})$$

donde P es la presión total del aire y P_v es la presión del vapor. Hay un límite en la cantidad de vapor que el aire puede contener a una temperatura dada. El aire que contiene la mayor humedad posible se denomina *aire saturado*. La relación entre la cantidad de humedad que el aire contiene (m_v) y la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura (m_g) se denomina *humedad relativa* ϕ,

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g}$$

donde $P_g = P_{\text{sat @ } T}$. Las humedades relativa y específica pueden expresarse también como

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega)P_g} \quad \text{y} \quad \omega = \frac{0.622\phi P_g}{P - \phi P_g}$$

La humedad relativa varía de 0 para aire seco hasta 1 para aire saturado.

La entalpía del aire atmosférico se expresa *por unidad de masa de aire seco,* en vez de hacerlo por unidad de masa de la mezcla aire-agua-vapor, como

$$h = h_a + \omega h_g \qquad (\text{kJ/kg aire seco})$$

A la temperatura normal del aire atmosférico se le conoce como *temperatura de bulbo seco* para diferenciarla de otras formas de temperatura. La temperatura a la cual la condensación empieza si el aire seco se enfría a presión constante se llama *temperatura de punto de rocío* T_{pr}:

$$T_{\text{pr}} = T_{\text{sat @ } P_v}$$

La humedad relativa y la humedad específica del aire pueden determinarse al medir la *temperatura de saturación adiabática* del aire, que es la temperatura que el aire alcanza después de fluir sobre agua en un canal largo hasta que se satura:

$$\omega_1 = \frac{c_p(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg_2}}{h_{g_1} - h_{f_2}}$$

donde

$$\omega_2 = \frac{0.622P_{g_2}}{P_2 - P_{g_2}}$$

y T_2 es la temperatura de saturación adiabática. Un enfoque más práctico dentro de los objetivos de acondicionamiento de aire es emplear un termómetro cuyo bulbo se cubre con una mecha de algodón saturada con agua y soplar aire sobre la mecha. La temperatura medida de esta manera se llama *temperatura de bulbo húmedo,* T_{bh}, y se emplea en lugar de la temperatura de saturación adiabática. Las propiedades del aire atmosférico a una presión total especificada se presentan en forma de gráficas de fácil lectura, llamadas *cartas psicrométricas*. Las líneas de entalpía constante y de temperatura de bulbo húmedo constante son casi paralelas en estas gráficas.

Las necesidades del cuerpo humano y las condiciones ambientales no son muy compatibles. En consecuencia, a menudo se vuelve necesario cambiar las condiciones de los espacios ambientados para hacerlos más agradables. Para mantener un espacio habitado o una instalación industrial a la temperatura y humedad deseadas, son necesarios algunos procesos de acondicionamiento del aire. Entre ellos se incluye el calentamiento simple (elevar la temperatura), el enfriamiento simple (reducir la temperatura), humidificar (agregar humedad) y deshumidificar (eliminar humedad). Algunas veces se necesitan dos o más de estos procesos para llevar el aire a la temperatura y humedad deseadas.

La mayor parte de los procesos de acondicionamiento de aire pueden moderarse como procesos de flujo estable y, en consecuencia, pueden analizarse mediante los balances de masa con flujo estable (tanto para el aire seco como para el agua) y balances de energía,

Masa de aire seco: $$\sum_{\text{ent}} \dot{m}_a = \sum_{\text{sal}} \dot{m}_a$$

Masa de agua: $$\sum_{\text{ent}} \dot{m}_w = \sum_{\text{sal}} \dot{m}_{\text{w}} \quad \text{o} \quad \sum_{\text{ent}} \dot{m}_a\omega = \sum_{\text{sal}} \dot{m}_a\omega$$

Energía: $$\dot{Q}_{\text{ent}} + \dot{W}_{\text{ent}} + \sum_{\text{ent}} \dot{m}h = \dot{Q}_{\text{sal}} + \dot{W}_{\text{sal}} + \sum_{\text{sal}} \dot{m}h$$

Se supone que los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Durante un proceso de calentamiento y enfriamiento simple, la humedad específica permanece constante, aunque cambian la temperatura y la humedad relativa. Algunas veces el aire se humidifica después de calentarse, y algunos procesos de enfriamiento incluyen deshumidificación. En climas secos, es posible enfriar el aire por medio de enfriamiento evaporativo si se le hace pasar por una sección donde se rocía con agua. En localidades con un suministro de agua limitado pueden depositarse en la atmósfera grandes cantidades de calor de desecho con una pérdida mínima de agua mediante el uso de torres de enfriamiento.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. ASHRAE. *1981 Handbook of Fundamentals,* Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1981.
2. S. M. Elonka, "Cooling Towers", *Power*, marzo, 1963.
3. W. F. Stoecker y J. W. Jones, *Refrigeration and Air Conditioning*, 2a. edición, McGraw-Hill, Nueva York, 1982.
4. K. Wark y D. E. Richards, *Thermodynamics*, 6a. edición, McGraw-Hill, Nueva York, 1999.
5. L. D. Winiarski y B.A. Tichenor, "Model of Natural Draft Cooling Tower Performance", *Journal of the Sanitary Engineering Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers*, agosto, 1970.

PROBLEMAS*

Aire seco y atmosférico: humedad específica y relativa

14-1C ¿Es posible obtener aire saturado de aire no saturado sin agregar nada de humedad? Explique.

14-2C ¿La humedad relativa del aire saturado necesariamente es de 100%?

14-3C La mayor parte del aire se hace pasar por una sección de enfriamiento donde se enfría y deshumidifica. ¿Cómo cambian *a*) la humedad específica y *b*) la humedad relativa del aire durante este proceso?

14-4C ¿Cuál es la diferencia entre aire seco y aire atmosférico?

14-5C ¿El vapor de agua puede tratarse como un gas ideal? Explique.

14-6C ¿Qué es la presión de vapor?

14-7C ¿De qué modo compararía la entalpía del vapor de agua a 20°C y 2 kPa con la entalpía de vapor de agua a 20°C y 0.5 kPa?

14-8C ¿Cuál es la diferencia entre la humedad específica y la humedad relativa?

14-9C ¿Cómo cambiarán *a*) la humedad específica y *b*) la humedad relativa del aire contenido en una habitación perfectamente sellada si alguien calienta el aire?

14-10C ¿Cómo cambiarán *a*) la humedad específica y *b*) la humedad relativa del aire contenido en un cuarto perfectamente sellado si alguien enfría el aire?

14-11C Considere un recipiente que contiene aire húmedo a 3 atm y cuyas paredes son permeables al vapor de agua. El aire de los alrededores, a una presión de 1 atm, también contiene cierta humedad. ¿Es posible que el vapor de agua fluya desde los alrededores hacia el recipiente? Explique.

14-12C ¿Por qué las tuberías de agua fría siempre están rodeadas con recubrimientos de vapor?

14-13C Explique cómo se determina la presión de vapor del aire ambiente cuando están dadas la temperatura, la presión total y la humedad relativa del aire.

14-14 Un recipiente de 8 m^3 contiene aire saturado a 30°C y 105 kPa. Determine *a*) la masa de aire seco, *b*) la humedad específica y *c*) la entalpía del aire por unidad de masa de aire seco.

14-15 Un recipiente contiene 21 kg de aire seco y 0.3 kg de vapor de agua a 30°C y 100 kPa de presión total. Determine *a*) la humedad específica, *b*) la humedad relativa y *c*) el volumen del recipiente.

14-16 Repita el problema 14-15 con una temperatura de 24°C.

14-17 Una habitación contiene aire a 20°C y 98 kPa, con una humedad relativa de 85%. Determine *a*) la presión parcial del aire seco, *b*) la humedad específica del aire y *c*) la entalpía por unidad de masa de aire seco.

14-18 Repita el problema 14-17 para una presión de 85 kPa.

14-19E Una habitación contiene aire a 70°F y 14.6 psia, con una humedad relativa de 85%. Determine *a*) la presión parcial del aire seco, *b*) la humedad específica del aire y *c*) la entalpía por unidad de masa de aire seco. *Respuestas: a*) 14.291 psia, *b*) 0.0134 lbm H_2O/lbm aire seco, *c*) 31.43 Btu/lbm aire seco

14-20 Determine las masas de aire seco y de vapor de agua contenidas en un cuarto de 240 m^3 a 98 kPa, 23°C y 50% de humedad relativa. *Respuestas:* 273 kg, 2.5 kg

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan el sistema SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono de CD-EES se resuelven por medio del software EES, mientras que las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES anexo.

Temperaturas de punto de rocío, saturación adiabática y bulbo húmedo

14-21C ¿Qué es la temperatura de punto de rocío?

14-22C Luis y Fátima usan lentes. En un día frío de invierno, Luis, quien estaba en el exterior frío, entra a una casa caliente mientras Fátima sale de allí. ¿A quién de los dos es más probable que se le empañen los lentes? Explique.

14-23C En verano, la superficie exterior de una botella de vidrio llena con agua congelada con frecuencia "suda", ¿Cómo puede explicar este fenómeno?

14-24C En algunos climas, limpiar el hielo en los cristales de los automóviles es una tarea común en las mañanas invernales. Explique cómo se formó el hielo en las ventanas del automóvil durante algunas noches, incluso cuando no hay lluvia o nieve.

14-25C ¿Cuándo son idénticas las temperaturas de bulbo seco y de punto de rocío?

14-26C ¿Cuándo son equivalentes las temperaturas de saturación adiabática y de bulbo húmedo para el aire atmosférico?

14-27 Una casa contiene aire a 25°C y 65% de humedad relativa. ¿Se condensará acaso algo de humedad en las superficies interiores de las ventanas cuando la temperatura de la ventana disminuya hasta 10°C?

14-28 Después de una larga caminata al aire libre a una temperatura de 8°C, una persona que lleva lentes entra a un cuarto que tiene 25°C y 40% de humedad relativa. Determine si los lentes se empañarán.

14-29 Repita el problema 14-28 para el caso de una humedad relativa de 30 por ciento.

14-30E Una mujer sedienta abre el refrigerador y toma una lata de refresco fría a 40°F. ¿Piensa usted que la lata "sudará" cuando la mujer la beba en un cuarto a 80°F y 50% de humedad relativa?

14-31 Las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo del aire atmosférico a 95 kPa son 25 y 17°C, cada una. Determine *a*) la humedad específica, *b*) la humedad relativa y *c*) la entalpía del aire en kJ/kg de aire seco.

14-32 En una habitación, el aire tiene una temperatura de bulbo seco de 22°C y una temperatura de bulbo húmedo de 16°C. Suponga una presión de 100 kPa y determine *a*) la humedad específica, *b*) la humedad relativa y *c*) la temperatura de punto de rocío. *Respuestas: a*) 0.0090 kg H_2O/kg de aire seco, *b*) 54.1 por ciento, *c*) 12.3°C

14-33 Reconsidere el problema 14-32. Determine las propiedades requeridas usando el software ESS (u otro). ¿Cuáles serían los valores de las propiedades a una presión de 300 kPa?

14-34E El aire de una habitación tiene una temperatura de bulbo seco de 80°F y una temperatura de bulbo húmedo de 65°F. Suponga una presión de 14.7 psia y determine *a*) la humedad específica, *b*) la humedad relativa y *c*) la temperatura de punto de rocío *Respuestas: a*) 0.0097 lbm H_2O/lbm de aire seco, *b*) 44.7 por ciento, *c*) 56.6°F

14-35 Existe aire atmosférico a 35°C que fluye de manera estable hacia un dispositivo de saturación adiabática y lo abandona como una mezcla saturada a 25°C. Se proporciona agua al dispositivo a 25°C. La presión atmosférica es de 98 kPa. Determine la humedad relativa y la humedad absoluta del aire.

Carta psicrométrica

14-36C ¿Cómo se comparan las líneas de entalpía constante y de temperatura de bulbo húmedo constante sobre una carta psicrométrica?

14-37C ¿En qué estado de la carta psicrométrica son idénticas las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo y punto de rocío?

14-38C ¿Cómo se determina la temperatura de punto de rocío en un estado especificado en la carta psicrométrica?

14-39C ¿Será factible aplicar los valores de entalpía determinados a partir de una carta psicrométrica a nivel del mar para el caso de elevaciones mayores?

14-40 En una habitación el aire está a 1 atm, 32°C y 60% de humedad relativa. Por medio de una carta psicrométrica determine *a*) la humedad específica, *b*) la entalpía (en kJ/kg de aire seco), *c*) la temperatura de bulbo húmedo, *d*) la temperatura de punto de rocío y *e*) el volumen específico del aire (en m^3/kg de aire seco). Emplee la carta psicrométrica o algún programa disponible.

14-41 Reconsidere el problema 14-40. Determine las propiedades requeridas usando el software EES (u otro) en lugar de la carta psicrométrica. ¿Cuáles serían los valores de las propiedades en una localidad a 1 500 m de altura?

14-42 Un cuarto contiene aire a 1 atm, 26°C y 70% de humedad relativa. Con la carta psicrométrica determine *a*) la humedad específica, *b*) la entalpía (en kJ/kg de aire seco), *c*) la temperatura de bulbo húmedo, *d*) la temperatura de punto de rocío y *e*) el volumen específico del aire (en m^3/kg de aire seco).

14-43 Reconsidere el problema 14-42. Determine las propiedades requeridas usando el software EES (u otro) en lugar de la carta psicrométrica. ¿Cuáles serían los valores de las propiedades en una localidad a 2 000 m de altura?

14-44E Una habitación contiene aire a 1 atm, 82°F y 70% de humedad relativa. Con la carta psicrométrica determine *a*) la humedad específica, *b*) la entalpía (en Btu/lbm de aire seco), *c*) la temperatura de bulbo húmedo, *d*) la temperatura de punto de rocío y *e*) el volumen específico del aire (en $pies^3$/lbm de aire seco).

14-45E Reconsidere el problema 14-44E. Determine las propiedades requeridas usando el software EES (u otro) en lugar de la carta psicrométrica. ¿Cuáles serían los valores de las propiedades en una localidad a 5 000 pies de altura?

14-46 En una habitación, el aire tiene una presión de 1 atm, una temperatura de bulbo seco de 24°C y una temperatura de bulbo húmedo de 17°C. Con la carta psicrométrica determine *a*) la humedad específica, *b*) la entalpía (en kJ/kg de aire seco), *c*) la humedad relativa, *d*) la temperatura de punto de rocío y *e*) el volumen específico del aire (en m^3/kg de aire seco).

14-47 Reconsidere el problema 14-46. Determine las propiedades requeridas usando el software EES (u otro) en lugar de la carta psicrométrica. ¿Cuáles serían los valores de las propiedades en una localidad a 3 000 m de altura?

Comodidad humana y acondicionamiento de aire

14-48C ¿Qué hace un moderno sistema de aire acondicionado, además de calentar y enfriar el aire?

14-49C ¿Cómo responde el cuerpo humano ante *a*) el clima cálido, *b*) el clima frío y *c*) el clima caliente y húmedo?

14-50C ¿En qué consiste el efecto de radiación?; ¿cómo afecta la sensación de bienestar en los seres humanos?

14-51C ¿Cómo afecta el movimiento del aire en la proximidad del cuerpo humano a la sensación de comodidad?

14-52C Considere un juego de tenis en clima frío donde los jugadores y los espectadores llevan las mismas ropas. ¿Qué grupo de personas sentirá más frío? ¿Por qué?

14-53C ¿Por qué razón los bebés son más susceptibles al frío?

14-54C ¿Cómo afecta la humedad al bienestar humano?

14-55C ¿En qué consiste la humidificación y la deshumidificación?

14-56C ¿Qué es el metabolismo? ¿Cuál es el rango de la tasa metabólica para un hombre promedio? ¿Por qué estamos interesados en la tasa metabólica de los ocupantes de un edificio cuando tratamos con calefacción y acondicionamiento de aire?

14-57C ¿Por qué la tasa metabólica de las mujeres es, en general, más baja que la de los hombres? ¿Cuál es el efecto de la vestimenta sobre la temperatura ambiental que se siente agradable?

14-58C ¿Qué es el calor sensible? ¿Cómo resulta afectada la pérdida de calor sensible del cuerpo humano por medio de *a*) la temperatura de la piel, *b*) la temperatura ambiental y *c*) el movimiento del aire?

14-59C ¿Qué es el calor latente? ¿Cómo resulta afectada la pérdida de calor latente del cuerpo humano mediante *a*) la humedad de la piel y *b*) la humedad relativa del ambiente? ¿Cómo se relaciona la tasa de evaporación del cuerpo con la tasa de pérdida de calor latente?

14-60 Una persona promedio produce 0.25 kg de humedad mientras toma una ducha, y 0.05 kg mientras toma un baño de tina. Considere una familia de cuatro personas, cada una de las cuales se ducha una vez al día en un cuarto de baño que no está ventilado. Considerando el calor de vaporización del agua como 2 450 kJ/kg, determine la contribución de las duchas a la carga de calor latente del acondicionador de aire por día en verano.

14-61 Un pollo promedio (1.82 kg o 4.0 lbm) tiene una tasa matabólica basal de 5.47 W y una tasa metabólica promedio de 10.2 W (3.78 W sensible y 6.42 W latente) durante actividad normal. Si se tienen 100 pollos en un cuarto de crianza, determine la tasa de la generación de calor total y la tasa de producción de humedad en el cuarto. Considere el calor de vaporización del agua como 2 430 kJ/kg.

14-62 Una tienda departamental espera tener 120 clientes y 15 empleados en las horas pico durante el verano. Determine la contribución de la gente a la carga de enfriamiento total de la tienda.

14-63E Durante el invierno, se reúnen en un cine 500 personas a ver una película, cada una generando calor a una tasa de 70 W. Las pérdidas de calor a través de las paredes, las ventanas y el techo se estiman en 130 000 Btu/h. Determine si el local necesita ser calentado o enfriado.

14-64 Para una tasa de infiltración de 1.2 cambios por hora de aire (ACH, por sus siglas en inglés), determine la carga de infiltración de calor sensible, calor latente y calor total de un edificio a nivel del mar, en kW, que tiene 20 m de largo, 13 m de ancho y 3 m de alto, cuando el aire exterior está a 32°C y hay 50% de humedad relativa. El edificio se mantiene a 24°C y con 50% de humedad relativa en todo momento.

14-65 Repita el problema 14-64 para una tasa de infiltración de 1.8 ACH.

Calentamiento y enfriamiento simples

14-66C ¿Cómo cambian las humedades relativa y específica durante un proceso de calentamiento simple? Responda la misma pregunta para un proceso de enfriamiento simple.

14-67C ¿Por qué un simple proceso de calentamiento o de enfriamiento aparecen como una línea horizontal en una gráfica psicrométrica?

14-68 En una sección de calentamiento entra aire a 95 kPa, 12°C y 30% de humedad relativa a una tasa de 6 m^3/min y sale a 25°C. Determine *a*) la relación de transferencia de calor en la sección de calentamiento y *b*) la humedad relativa del aire a la salida. *Respuestas: a*) 91.1 kJ/min, *b*) 13.3 por ciento

14-69E Una sección de calentamiento se compone de un ducto de 15 pulg de diámetro que contiene un calentador de resistencia eléctrica de 4 kW. A esta sección entra aire a 14-7 psia, 50°F y 40% de humedad relativa a una velocidad de 25 pies/s. Determine *a*) la temperatura de salida, *b*) la humedad relativa de salida del aire y *c*) la velocidad de salida. *Respuestas: a*) 56.6°F, *b*) 31.4 por ciento, *c*) 25.4 ft/s

14-70 En una sección de enfriamiento de 40 cm de diámetro entra aire a 1 atm, 32°C y 30% de humedad relativa a 18 m/s. El calor se extrae del aire a una tasa de 1 200 kJ/min. Determine *a*) la temperatura de salida, *b*) la humedad relativa de salida del aire y *c*) la velocidad de salida.
Respuestas: a) 24.4°C, *b*) 46.6 por ciento, *c*) 17.6 m/s

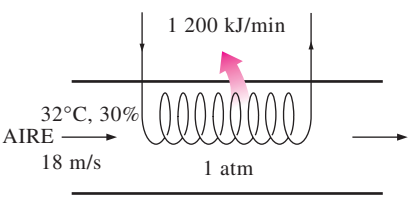


FIGURA P14-70

14-71 Repita el problema 14-70 para una tasa de remoción de calor de 800 kJ/min.

Calentamiento con humidificación

14-72C ¿Por qué algunas veces se humidifica el aire calentado?

14-73 Se tiene aire a 1 atm, 15°C y 60% de humedad relativa que primero se calienta hasta 20°C en la sección de calentamiento y luego se humidifica introduciendo vapor de agua. El aire sale de la sección de humidificación a 25°C y 65% de humedad relativa. Determine *a*) la cantidad de vapor añadida al aire, en kg de H_2O/kg de aire seco y *b*) la cantidad de calor transferido al aire en la sección de calentamiento, en kJ/kg de aire seco. *Respuestas: a*) 0.0065 kg H_2O/kg de aire seco, *b*) 5.1 kJ/kg de aire seco

14-74E Aire a 14.7 psia, 50°F y 60% de humedad relativa se calienta, primero, hasta 72°F en la sección de calentamiento y luego se humidifica introduciendo vapor de agua. El aire sale de la sección de humidificación a 75°F y 55% de humedad relativa. Determine *a*) la cantidad de vapor añadida al aire, en lbm de H_2O/lbm de aire seco y *b*) la cantidad de calor transferido al aire en la sección de calentamiento, en Btu/lbm de aire seco.

14-75 Un sistema de acondicionamiento de aire opera a una presión total de 1 atm. Se compone de una sección de calentamiento y de un humidificador que suministra vapor húmedo (vapor de agua saturado) a 100°C. El aire entra a la sección de calentamiento a 10°C, 70% de humedad relativa y a una tasa de 35 m^3/min, y sale de la sección de humidificación a 20°C y 60% de humedad relativa. Determine *a*) la temperatura y humedad relativa del aire cuando abandona la sección de calentamiento, *b*) la tasa de transferencia de calor en la sección de calentamiento y *c*) la tasa a la cual el agua se añade al aire en la sección de humidificación.

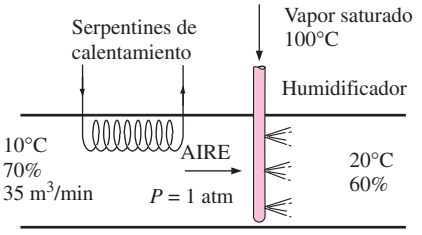


FIGURA P14-75

14-76 Repita el problema 14-75, ahora para una presión total de 95 kPa para la corriente de aire. *Respuestas: a*) 19.5°C, 37.7 por ciento, *b*) 391 kJ/min, *c*) 0.147 kg/min

Enfriamiento con deshumidificación

14-77C ¿Por qué algunas veces durante el verano el aire frío se recalienta antes de que se descargue en un cuarto?

14-78 A una unidad de aire acondicionado de ventana entra aire a 1 atm, 32°C, 70% de humedad relativa y a una relación de 2 m^3/min, y sale como aire saturado a 15°C. Parte de la humedad en el aire que se condensa durante el proceso también se extrae a 15°C. Determine las tasas de eliminación de calor y humedad del aire. *Respuestas:* 97.7 kJ/min, 0.023 kg/min

14-79 Un sistema de aire acondicionado tomará aire a 1 atm, 34°C y 70% de humedad relativa, y lo entregará a 22°C y 50% de humedad relativa. El aire fluye primero sobre los serpentines de enfriamiento, donde se enfría y deshumidifica, y luego sobre los alambres de la resistencia de calentamiento, donde se calienta hasta la temperatura deseada. Suponga que el condensado se elimina de la sección de enfriamiento a 10°C, determine *a*) la temperatura del aire antes de que entre a la sección de calentamiento, *b*) la cantidad de calor eliminada en la sección de enfriamiento y *c*) la cantidad de calor transferida en la sección de calentamiento, en kJ/kg de aire seco en ambos casos.

14-80 En una sección de enfriamiento de 30 cm de diámetro entra aire a 1 atm, 35°C y 60% de humedad relativa a 120 m/min. El aire se enfría haciéndolo pasar sobre un serpentín de enfriamiento por el cual fluye agua fría. El agua experimenta un aumento de temperatura de 8°C. El aire abandona la sección de enfriamiento saturado a 20°C. Determine *a*) la relación de transferencia de calor, *b*) el flujo másico del agua y *c*) la velocidad de salida de la corriente de aire.

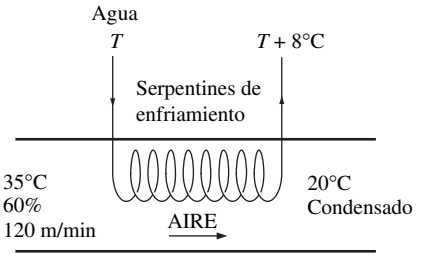


FIGURA P14-80

14-81 Reconsidere el problema 14-80. Usando el software EES (u otro), desarrolle una solución general del problema en la cual las variables de entrada puedan ser suministradas y se puedan desarrollar estudios paramétricos. Para cada conjunto de variables de entrada, en las que la presión sea atmosférica, muestre el proceso en la carta psicrométrica.

14-82 Repita el problema 14-80 para una presión total de 95 kPa para el aire.
Respuestas: a) 293.2 kJ/min, *b*) 8.77 kg/min, *c*) 113 m/min

14-83E En una sección de enfriamiento de 1 pie de diámetro, 14.7 psia, 90°F y 60% de humedad relativa, entra aire a 600 pies/min. El aire es enfriado al pasar sobre una bobina enfriadora a través de la cual fluye agua fría. El agua experimenta un aumento de temperatura de 14°F. El aire deja la sección de enfriamiento saturada a 70°F. Determine *a*) la tasa de transferencia de calor, *b*) el flujo másico del agua y *c*) la velocidad de salida de la corriente de aire.

14-84E Reconsidere el problema 14-83E. Usando el software ESS (u otro), estudie el efecto de la presión total del aire sobre el rango de 14.3 a 15.2 psia sobre

los resultados requeridos. Grafique los resultados requeridos como funciones de la presión total del aire.

14-85E Repita el problema 14-83E para una presión total de 14.4 psia de aire.

14-86 Dentro de un automóvil, el aire atmosférico entra a la sección del evaporador de un aire acondicionado a 1 atm, 27°C y 50% de humedad relativa. El aire regresa al habitáculo del auto a 10°C y 90% de humedad relativa. El compartimiento de pasajeros tiene un volumen de 2 m^3 y se requiere de 5 cambios de aire por minuto para mantener el interior del automóvil al nivel de comodidad deseado. Bosqueje el diagrama psicrométrico del aire atmosférico que fluye a través del proceso de acondicionamiento de aire. Determine las temperaturas de punto de rocío y de bulbo húmedo a la entrada de la sección del evaporador, en °C. Determine la velocidad de transferencia de calor del aire atmosférico al fluido evaporador en kW. Determine la velocidad de condensación del vapor de agua en la sección del evaporador, en kg/min.

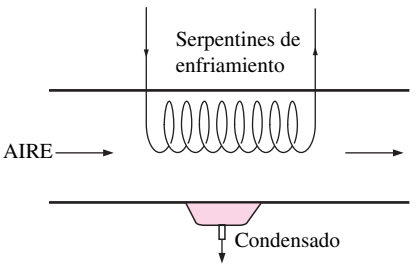


FIGURA P14-86

14-87 En un aire acondicionado que utiliza agua helada como fluido de enfriamiento fluyen dos mil metros cúbicos por hora de aire atmosférico a 28°C, con una temperatura de punto de rocío de 25°C. El aire atmosférico se va a enfriar a 18°C. Bosqueje el *hardware* del sistema y el diagrama psicrométrico del proceso. Determine el flujo másico del agua condensada (si la hubiere) que abandona la unidad de aire acondicionado, en kg/h. Si el agua de enfriamiento tiene un incremento de temperatura de 10°C cuando fluye a través del aire acondicionado, determine el flujo volumétrico del agua helada que se proporciona al intercambiador de calor del aire acondicionado, en m^3/min. El proceso de acondicionamiento de aire se lleva a cabo a 100 kPa.

14-88 El aire acondicionado de un automóvil utiliza refrigerante 134a como fluido de enfriamiento. El evaporador opera a 275 kPa y el condensador a 1.7 Mpa manométricos. El compresor necesita una potencia de entrada de 6 kW y tiene una eficiencia isentrópica de 85%. En el evaporador entra aire atmosférico a 22°C y 50% de humedad relativa, y sale a 8°C y 90% de humedad relativa. Determine el flujo volumétrico del aire atmosférico que ingresa al evaporador de la unidad de aire acondicionado, en m^3/min.

14-89 En una unidad de aire acondicionado entra aire proveniente de un área de trabajo, que ingresa a temperaturas de 30°C de bulbo seco y 25°C de bulbo húmedo. El aire sale de la unidad de aire acondicionado y retorna al espacio habitado a 25°C de bulbo seco y 6.5°C de temperatura de punto de rocío. Si acaso existe, el condensado abandona la unidad de aire acondicionado a la temperatura del aire que sale de los serpentines de enfriamiento. El flujo volumétrico del aire que regresa al espacio de trabajo es de 1 000 m^3/min. La presión atmosférica es de 98 kPa. Determine la tasa de transferencia de calor del aire, en kW, y el flujo másico del agua condensada, si existiere, en kg/h.

Enfriamiento evaporativo

14-90C ¿Un proceso de evaporación debe involucrar transferencia de calor? Describa un proceso que involucre transferencia de calor así como transferencia de masa.

14-91C Durante la evaporación de un cuerpo de agua a aire, ¿bajo qué condiciones el calor latente de vaporización será igual a la transferencia de calor del aire?

14-92C ¿Qué es el enfriamiento evaporativo? ¿Funcionará en climas húmedos?

14-93 En un enfriador evaporativo entra aire a 1 atm, 36°C y 20% de humedad relativa a una tasa de 4 m^3/min, y sale con una humedad relativa de 90%. Determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) la tasa requerida de suministro de agua para el enfriador evaporativo.

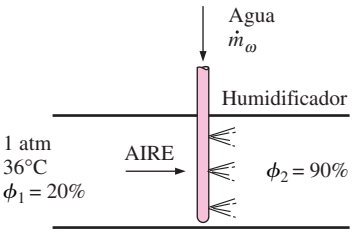


FIGURA P14-93

14-94E En un enfriador evaporativo entra aire a 14.7 psia, 90°F y 20% de humedad relativa a una tasa de 150 $pies^3$/min, y sale con una humedad relativa de 90%. Determine *a*) la temperatura de salida del aire y *b*) la tasa requerida de suministro de agua para el enfriador evaporativo. *Respuestas: a)* 65°F, *b)* 0.06 lbm/min

14-95 En un enfriador evaporativo entra aire a 95 kPa, 40°C y 25% de humedad relativa, y sale saturado. Determine la temperatura de salida del aire. *Respuesta:* 23.1°C

14-96E En un enfriador evaporativo entra aire a 14.5 psia, 93°F y 30% de humedad relativa, y sale saturado. Determine la temperatura de salida del aire.

14-97 En un enfriador evaporativo entra aire a 1 atm, 32°C y 30% de humedad relativa a una tasa de 5 m^3/min, y sale a

22°C. Determine *a*) la humedad relativa final y *b*) la cantidad de agua añadida al aire.

14-98 ¿Cuál es la temperatura más baja que el aire puede alcanzar en un enfriador evaporativo si entra a 1 atm, 29°C y 40% de humedad relativa? *Respuesta:* 19.3°C

14-99 En la sección de calentamiento, cierta cantidad de aire a 1 atm, 15°C y 60% de humedad relativa, se calienta primero, hasta 30°C y después se hace pasar por un enfriador evaporativo donde su temperatura desciende a 25°C. Determine *a*) la humedad relativa de salida y *b*) la cantidad de agua añadida al aire en kg de H_2O/kg de aire seco.

Mezcla adiabática de corrientes de aire

14-100C Dos corrientes de aire no saturado se mezclan adiabáticamente. Se observa que un poco de humedad se condensa durante el proceso de mezcla. ¿Bajo qué condiciones se producirá este caso?

14-101C Considere la mezcla adiabática de dos corrientes de aire. ¿El estado de la mezcla sobre la carta psicrométrica tiene que estar en la línea recta que conecta los dos estados?

14-102 Dos corrientes de aire se mezclan de manera uniforme y adiabáticamente. La primera entra a 32°C y 40% de humedad relativa y a una tasa de 20 m^3/min, en tanto que la segunda corriente entra a 12°C, con 90% de humedad relativa y una tasa de 25 m^3/min. Suponga que el proceso de mezcla sucede a una presión de 1 atm, y determine la humedad específica, la humedad relativa, la temperatura de bulbo seco y el flujo volumétrico de la mezcla. *Respuestas:* 0.0096 kg H_2O/kg de aire seco, 63.4 por ciento, 20.6°C, 45.0 m^3/min

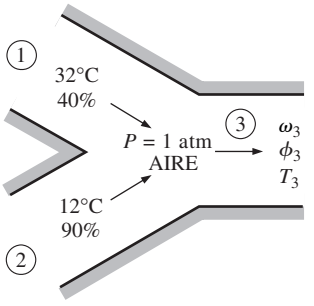


FIGURA P14-102

14-103 Repita el problema 14-102 para una presión total de cámara mezcladora de 90 kPa.

14-104E Durante un proceso de acondicionamiento de aire, 900 $pies^3$/min de aire acondicionado a 65°F y 30% de humedad relativa se mezclan adiabáticamente con 300 $pies^3$/min de aire exterior, a 80°F y 90% de humedad relativa bajo una presión de 1 atm. Determine *a*) la temperatura, *b*) la humedad específica y *c*) la humedad relativa de la mezcla. *Respuestas: a*) 68.7°F, *b*) 0.0078 lbm H_2O/lbm de aire seco, *c*) 52.1 por ciento

14-105E Reconsidere el problema 14-104E. Usando el software EES (u otro), desarrolle una solución general del problema en la que las variables de entrada puedan ser suministradas y sea posible desarrollar estudios paramétricos. Para cada conjunto de variables de entrada para las que la presión sea atmosférica, muestre el proceso sobre la carta psicrométrica.

14-106 Una corriente de aire caliente con una temperatura de bulbo seco de 40°C y una temperatura de bulbo húmedo de 32°C, se mezcla adiabáticamente con una corriente de aire frío saturado a 18°C. Los flujos másicos de las corrientes de aire caliente y frío son 8 y 6 kg/s, respectivamente. Suponga una presión total de 1 atm y determine *a*) la temperatura, *b*) la humedad específica y *c*) la humedad relativa de la mezcla.

14-107 Reconsidere el problema 14-106. Usando el software EES (u otro), determine el efecto del flujo másico de la corriente de aire frío saturado sobre la temperatura, humedad específica y humedad relativa de la mezcla. Varíe el flujo másico del aire frío saturado desde 0 hasta 16 kg/s mientras el flujo másico de aire caliente se mantiene constante a 8 kg/s. Grafique la temperatura, humedad específica y humedad relativa de la mezcla como funciones del flujo másico de aire frío y discuta los resultados.

Torres de enfriamiento húmedas

14-108C ¿Cómo trabaja una torre de enfriamiento húmeda de tiro natural?

14-109C ¿Qué es un estanque de rocío? ¿Cómo se compara su desempeño con el de una torre de enfriamiento húmeda?

14-110 El agua de enfriamiento del condensador de una central eléctrica es introducida a una torre de enfriamiento húmeda a 40°C y a una tasa de 90 kg/s. La temperatura del agua desciende hasta los 25°C en la torre de enfriamiento por medio del aire que entra en ésta a 1 atm, 23°C y 60% de humedad relativa, y sale saturado a 32°C. Ignore la entrada de energía al ventilador y determine *a*) la tasa de flujo volumétrico del aire dentro de la torre de enfriamiento y *b*) el flujo másico del agua de reemplazo requerida.

14-111E El agua de enfriamiento del condensador de una central eléctrica es llevada a una torre de enfriamiento húmeda a 110°F y a una tasa de 100 lbm/s. La temperatura del agua desciende hasta los 80°F en la torre de enfriamiento por medio del aire que entra en ésta a 1 atm, 76°F y 60% de humedad relativa, y sale saturado a 95°F. Ignore la entrada de potencia al ventilador y determine *a*) el flujo volumétrico del aire hacia la torre de enfriamiento y *b*) el flujo másico del agua de reemplazo requerido. *Respuestas: a*) 1 325 ft^3/s, *b*) 2.42 lbm/s

14-112 Una torre de enfriamiento húmedo va a reducir la temperatura de 60 kg/s de agua, de los 40 hasta 26°C. En la torre entra aire atmosférico a 1 atm con temperaturas de bulbo seco y húmedo de 22 y 16°C, respectivamente, y sale a 34°C con humedad relativa de 90%. Con la carta psicrométrica determine *a*) el flujo volumétrico del aire hacia la torre de enfriamiento y *b*) el flujo másico del agua de reemplazo requerido. *Respuestas: a*) 44.9 m^3/s, *b*) 1.16 kg/s

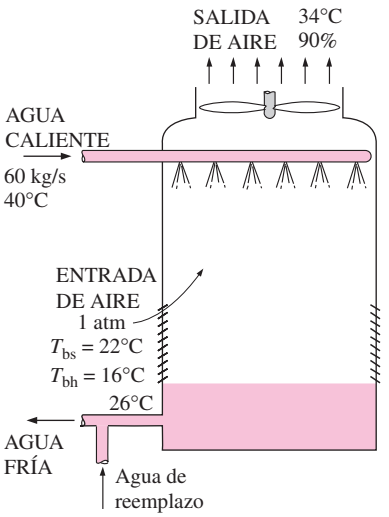


FIGURA P14-112

14-113 Se usará una torre de enfriamiento húmeda para enfriar 25 kg/s de agua de 40 a 30°C en una localidad donde la presión atmosférica es 96 kPa. El aire atmosférico entra a la torre a 20°C y 70% de humedad relativa y sale saturado a 35°C. Descarte la entrada de potencia al ventilador y determine *a*) el flujo volumétrico del aire hacia la torre de enfriamiento y *b*) el flujo másico del agua de reemplazo requerido.
Respuestas: a) 11.2 m^3/s, *b*) 0.35 kg/s

14-114 Una torre de enfriamiento de tiro natural va a remover calor de desecho del agua de enfriamiento, que fluye a través del condensador de una central eléctrica de vapor. La turbina en la central recibe 42 kg/s de vapor del generador de vapor. Un 18% del vapor que entra a la turbina es extraído para varios calentadores de agua de alimentación. El condensado de los calentadores de alta presión es atrapado hacia el siguiente calentador de baja presión. El último calentador opera a 0.2 MPa y todo el vapor extraído para los calentadores es extrangulado desde la salida del último calentador de agua de alimentación hacia el condensador operando a una presión de 10 kPa. El resto del vapor produce trabajo en la turbina y deja la etapa de presión más baja de la turbina en 10 kPa con una entropía de 7.962 kJ/kg · K. La torre de enfriamiento provee el agua de enfriamiento a 26°C al condensador y el agua regresa a la torre de enfriamiento a 40°C. El aire atmosférico ingresa a la torre a 1 atm con temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo de 23 y 18°C, respectivamente, y la abandona saturado a 37°C. Determine, *a*) la velocidad del flujo másico del agua de enfriamiento, *b*) la velocidad de flujo volumétrico del aire en la torre de enfriamiento y *c*) el flujo másico del agua de reemplazo requerido.

Problemas de repaso

14-115 La condensación del vapor de agua en las tuberías de aire comprimido es una gran preocupación en las instalaciones industriales y, con frecuencia, el aire comprimido es deshumidificado para evitar los problemas asociados con la condensación. Considere un compresor que comprime aire ambiental a partir de la presión atmosférica local de 92 kPa hasta una presión de 800 kPa (absoluta). Entonces, el aire comprimido es enfriado a la temperatura ambiente conforme fluye a través de las tuberías de aire comprimido. Ignorando cualquier pérdida de presión, determine si habrá alguna condensación en las tuberías de aire comprimido en un día cuando el aire ambiental está a 20°C y 50% de humedad relativa.

14-116E La humedad relativa del aire a 80°F y 14.7 psia se aumenta desde 25 hasta 75% durante un proceso de humidificación a temperatura y presión constantes. Determine el error porcentual involucrado al asumir que la densidad del aire ha permanecido constante.

14-117 Aire seco cuyo análisis molar es 78.1% N_2, 20.9% O_2 y 1% Ar, fluye sobre un cuerpo de agua hasta que se satura. Si la presión y la temperatura del aire permanecen constantes a 1 atm y 25°C durante el proceso, determine *a*) el análisis molar del aire saturado y *b*) la densidad del aire antes y después del proceso. ¿Qué concluye a partir de sus resultados?

14-118E Determine la fracción molar del vapor de agua en la superficie de un lago cuya temperatura superficial es 60°F, y compárela con la fracción molar del agua en el lago, que está muy cerca de 1.0. El aire en la superficie del lago está saturado y la presión atmosférica a nivel del lago puede ser considerada como de 13.8 psia.

14-119 Determine la fracción molar de aire seco en la superficie de un lago cuya temperatura es 18°C. El aire en la superficie del lago está saturado y la presión atmosférica a nivel del lago se considera de 100 kPa.

14-120E Considere una habitación que es enfriada adecuadamente por un acondicionador de aire cuya capacidad de enfriamiento es de 7 500 Btu/h. Si la habitación va a ser enfriada por medio de un enfriador evaporativo que remueve calor a la misma tasa por evaporación, determine cuánta agua necesita ser suministrada por hora al enfriador en condiciones de diseño.

14-121E La capacidad de los enfriadores evaporativos por lo general se expresa en términos de la tasa de flujo de aire en $pies^3/min$ (o "cfm", por sus siglas en inglés), y una forma práctica de determinar el tamaño requerido de un enfriador evaporativo para una casa de 8 pies de alto es multiplicar el área del terreno de la casa por 4 (por 3 en climas secos y por 5 en climas húmedos). Por ejemplo, la capacidad de un enfriador evaporativo para una casa de 30 pies de largo y 40 pies de ancho es $1\,200 \times 4 = 4\,800$ cfm. Desarrolle una regla práctica equivalente para la selección de un enfriador evaporativo en unidades de SI para casas de 2.4 m de alto cuyas superficies de terreno estén dadas en m^2.

14-122 Se afirma que una torre de enfriamiento con una capacidad de enfriamiento de 100 tons (440 kW) evapora 15 800 kg de agua al día. ¿Es razonable esta afirmación?

14-123E El Departamento de Energía de Estados Unidos estima que cada día se ahorrarían 190 000 barriles de petróleo si cada propietario de casa en Estados Unidos elevara la configuración del termostato en el verano en 6°F (3.3°C). Suponiendo que la temporada de enfriamiento promedio es de 120 días y que el costo del petróleo es de 20 dólares por barril, determine cuánto dinero se ahorraría al año.

14-124E La configuración del termostato de una casa se puede reducir en 2°F al vestir un suéter ligero de manga larga, o en 4°F al vestir un suéter grueso del mismo tipo para el mismo nivel de comodidad. Si cada °F de reducción en la configuración del termostato reduce el costo de la calefacción de una casa en 4% en una ubicación particular, determine en cuánto se puede reducir el costo de calentamiento de una casa al vestir suéteres gruesos si el costo anual de calentamiento de la casa es de 600 dólares.

14-125 Los costos para el aire acondicionado de una casa se pueden reducir hasta en 10% al instalar la unidad exterior (el condensador) del aparato acondicionador en un lugar sombreado por árboles y matorrales. Si los costos de acondicionamiento de aire de una casa son 500 dólares al año, determine cuánto ahorrarán los árboles al dueño de la casa en los 20 años de vida del sistema.

14-126 Un recipiente de 3 m^3 contiene aire saturado a 25°C y 97 kPa. Determine *a*) la masa del aire seco, *b*) la humedad específica y *c*) la entalpía del aire por unidad de masa de aire seco. *Respuestas: a*) 3.29 kg, *b*) 0.0210 kg H_2O/kg de aire seco, *c*) 78.6 kJ/kg de aire seco

14-127 Reconsidere el problema 14-126. Usando el software EES (u otro), determine las propiedades del aire en el estado inicial. Estudie los efectos de calentar el aire a volumen constante hasta que la presión sea de 110 kPa. Grafique la transferencia de calor requerida en kJ, como función de la presión.

14-128E En un ducto de 8 pulg de diámetro fluye aire a 15 psia, 60°F y 50% de humedad relativa a una velocidad de 50 pies/s. Determine, *a*) la temperatura de punto de rocío, *b*) el flujo volumétrico del aire y *c*) el flujo másico del aire seco.

14-129 En una sección de enfriamiento entra aire a 97 kPa, 35°C y 30% de humedad relativa a una tasa de 6 m^3/min, donde se enfría hasta que la humedad en el aire empieza a condensarse. Determine *a*) la temperatura del aire a la salida y *b*) la tasa de transferencia de calor en la sección de enfriamiento.

14-130 En un sistema de acondicionamiento de aire entra aire del exterior a 10°C y 40% de humedad relativa con una relación permanente de 22 m^3/min, y sale a 25°C y 55% de humedad relativa. El aire exterior es calentado primero hasta 22°C en la sección de calentamiento, y se humidifica después mediante la inyección de vapor caliente en la sección humidificadora. Suponga que todo el proceso sucede bajo una presión de 1 atm y determine *a*) la tasa de suministro de calor en la sección de calentamiento y *b*) el flujo másico del vapor requerido en la sección humidificadora.

14-131 En un sistema de acondicionamiento de aire que emplea refrigerante 134a entra aire a 30°C y 70% de humedad relativa a una tasa de 4 m^3/min. El refrigerante entra a la sección de enfriamiento a 700 kPa con una calidad de 20% y sale como vapor saturado. El aire se enfría hasta 20°C a una presión de 1 atm. Determine *a*) la tasa de deshumidificación, *b*) la tasa de transferencia de calor y *c*) el flujo másico del refrigerante.

14-132 Repita el problema 14-131 para una presión total de 95 kPa para el aire.

14-133 Un sistema de acondicionamiento de aire opera a una presión total de 1 atm y consta de una sección de calentamiento y de un enfriador evaporativo. El aire entra a la sección de calentamiento a 10°C y 70% de humedad relativa y a una tasa de 30 m^3/min; sale del enfriador evaporativo a 20°C y 60% de humedad relativa. Determine *a*) la temperatura y humedad relativa del aire cuando sale de la sección de calentamiento, *b*) la tasa de transferencia de calor en la sección de calentamiento y *c*) la relación de agua añadida al aire en el enfriador evaporativo. *Respuestas: a*) 28.3°C, 22.3 por ciento, *b*) 696 kJ/min, *c*) 0.13 kg/min

14-134 Reconsidere el problema 14-133. Usando el software EES (u otro), estudie el efecto de la presión total en el rango de 94 a 100 kPa sobre los resultados requeridos en el problema. Grafique los resultados como funciones de la presión total.

14-135 Repita el problema 14-133 para una presión total de 96 kPa.

14-136 Una cantidad de aire acondicionado a 13°C y 90% de humedad relativa se va a mezclar con aire exterior a 34°C y 40% de humedad relativa a 1 atm. Si se desea que la mezcla tenga una humedad relativa de 60%, determine *a*) la proporción entre los flujos másicos de aire seco del aire acondicionado y del aire exterior, y *b*) la temperatura de la mezcla.

14-137 Reconsidere el problema 14-136. Determine las cantidades deseadas usando el software EES (u otro) en lugar de las cartas psicrométricas. ¿Cuáles serían las respuestas en una localidad a una presión atmosférica de 80 kPa?

14-138 Una torre de enfriamiento de tiro natural eliminará 50 MW de calor de desecho del agua de enfriamiento que entra a la torre a 42°C y sale a 27°C. El aire atmosférico entra a la torre a 1 atm con temperatura de bulbo seco y húmedo de 23 y 18°C, respectivamente, y sale saturado a 37°C. Determine *a*) el flujo másico del agua de enfriamiento, *b*) el flujo volumétrico del aire dentro de la torre de enfriamiento y *c*) el flujo másico del agua de reemplazo requerido.

14-139 Reconsidere el problema 14-138. Usando el software EES (u otro) investigue el efecto de la temperatura de bulbo húmedo de la entrada de aire sobre el flujo volumétrico de aire requerida y la tasa de flujo del agua de reemplazo cuando los otros datos de entrada son valores establecidos. Grafique los resultados como funciones de la temperatura de bulbo húmedo.

14-140 Una masa de aire atmosférico entra a un sistema de aire acondicionado a 30°C y 70% de humedad relativa con flujo volumétrico de 4 m^3/min, y es enfriado a 20°C y 20% de humedad relativa a una presión de 1 atm. El sistema utiliza refrigerante 134a como fluido de enfriamiento, el cual entra a la sec-

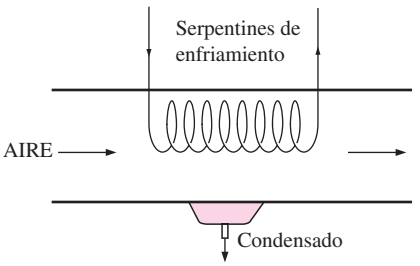


FIGURA P14-140

ción de enfriamiento a 350 kPa con una calidad de 20% y la abandona como vapor saturado. Dibuje un esquema y muestre el proceso en la carta psicrométrica. ¿Cuál es la transferencia de calor desde el aire hasta los serpentines de enfriamiento, en kW? Si se llega a condensar agua del aire, ¿qué cantidad de agua se condensará en el aire atmosférico por minuto? Determine el flujo másico del refrigerante en kg/min.

14-141 Un recipiente sin aislamiento tiene un volumen de 0.5 m^3 y contiene aire a 35°C, 130 kPa y 20% de humedad relativa. El recipiente está conectado a una línea de suministro de agua en la que el agua fluye a 50°C. El agua será rociada en el recipiente hasta que la humedad relativa de la mezcla aire-vapor sea de 90%. Determine la cantidad de agua alimentada al recipiente (en kg), la presión final de la mezcla aire-vapor en el recipiente (en kPa), y la transferencia de calor requerida durante el proceso para mantener la mezcla aire-vapor en el recipiente a 35°C.

14-142 Una corriente de aire fluye de manera constante a través de una tobera isentrópica. El aire ingresa a la tobera a 35°C, con 200 kPa y 50% de humedad relativa. Si no ocurre condensación durante el proceso de expansión, determine la presión, la temperatura y la velocidad del aire a la salida de la tobera.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FI)

14-143 Un cuarto está lleno con aire húmedo saturado a 25°C y una presión total de 100 kPa. Si la masa de aire seco en el cuarto es de 100 kg, la masa de vapor de agua es

a) 0.52 kg *b*) 1.97 kg *c*) 2.96 kg
d) 2.04 kg *e*) 3.17 kg

14-144 Un cuarto contiene 50 kg de aire seco y 0.6 kg de vapor de agua a 25°C y 95 kPa de presión total. La humedad relativa del aire en el cuarto es

a) 1.2% *b*) 18.4% *c*) 56.7%
d) 65.2% *e*) 78.0%

14-145 Un cuarto de 40 m^3 contiene aire a 30°C y una presión total de 90 kPa con una humedad relativa de 75%. La masa del aire seco en el cuarto es

a) 24.7 kg *b*) 29.9 kg *c*) 39.9 kg
d) 41.4 kg *e*) 52.3 kg

14-146 Un cuarto contiene aire a 30°C y una presión total de 96.0 kPa con una humedad relativa de 75%. La presión parcial del aire seco es

a) 82.0 kPa *b*) 85.8 kPa *c*) 92.8 kPa
d) 90.6 kPa *e*) 72.0 kPa

14-147 El aire en una casa está a 20°C y 50% de humedad relativa. Ahora el aire es enfriado a presión constante. La temperatura a la cual la humedad en el aire comenzará a condensarse es

a) 8.7°C *b*) 11.3°C *c*) 13.8°C
d) 9.3°C *e*) 10.0°C

14-148 Sobre la carta psicrométrica, un proceso de enfriamiento y deshumidificación aparece como una línea que es
a) horizontal hacia la izquierda
b) vertical hacia abajo
c) diagonal hacia arriba y a la derecha (dirección Noreste)
d) diagonal hacia arriba y a la izquierda (dirección Noroeste)
e) diagonal hacia abajo y a la izquierda (dirección Suroeste)

14-149 Sobre la carta psicrométrica, un proceso de calentamiento y humidificación aparece como una línea que es
a) horizontal hacia la derecha
b) vertical hacia arriba
c) diagonal hacia arriba y a la derecha (dirección Noreste)
d) diagonal hacia arriba y a la izquierda (dirección Noroeste)
e) diagonal hacia abajo y a la derecha (dirección Sureste)

14-150 Una corriente de aire a una temperatura y humedad relativa específicas experimenta enfriamiento evaporativo al rociarle agua que está aproximadamente a la misma temperatura. La temperatura más baja a la cual puede ser enfriada la corriente de aire es
a) la temperatura de bulbo seco en el estado dado
b) la temperatura de bulbo húmedo en el estado dado
c) la temperatura de punto de rocío en el estado dado
d) la temperatura de saturación correspondiente a la proporción de humedad en el estado dado
e) la temperatura de punto triple del agua

14-151 Una corriente de aire es enfriado y deshumidificado conforme fluye sobre los serpentines de un sistema de refrigeración a 85 kPa desde 30°C y una razón de humedad de 0.023 kg/kg de aire seco, hasta 15°C y una razón de humedad de 0.015 kg/kg de aire seco. Si el flujo másico de aire seco es 0.7 kg/s, la tasa de remoción de calor del aire es

a) 5 kJ/s *b*) 10 kJ/s *c*) 15 kJ/s
d) 20 kJ/s *e*) 25 kJ/s

14-152 Un poco de aire a una presión total de 90 kPa, 15°C y 75% de humedad relativa es calentado y humidificado a 25°C y 75% de humedad relativa mediante la introducción de vapor de agua. Si el flujo másico de aire seco es de 4 kg/s, el flujo másico al cual se añade vapor al aire es

a) 0.032 kg/s *b*) 0.013 kg/s *c*) 0.019 kg/s
d) 0.0079 kg/s *e*) 0 kg/s

Problemas de diseño y ensayo

14-153 La condensación e incluso el congelamiento de la humedad en las paredes de los edificios sin retardadores de vapor efectivos son una verdadera preocupación en los climas fríos ya que ello mina la efectividad del aislamiento. Investigue cómo están lidiando con este problema los constructores en su país, ya sea que ellos empleen retardadores de vapor o barreras de vapor en las paredes, y dónde se ubican en las paredes. Prepare un reporte de sus hallazgos y explique las razones de la práctica actual.

14-154 Las necesidades de aire acondicionado de un gran edificio pueden cubrirse por medio de un único sistema central o mediante varias unidades individuales para ventana. Si se considera que ambos enfoques son comunes en la práctica, la selección correcta depende de la situación específica. Identifique los factores importantes que necesitan considerarse en la toma de decisiones y analice las condiciones bajo las cuales un sistema de acondicionamiento de aire compuesto por varias unidades empotradas en ventanas, es preferible sobre un gran sistema central independiente, y viceversa.

14-155 Identifique las principales fuentes de ganancia de calor de su casa en el verano, y proponga maneras de disminuirlas a fin de reducir la carga de enfriamiento artificial.

14-156 Escriba un ensayo acerca de los diferentes dispositivos para medir la humedad, incluyendo los electrónicos, y analice las ventajas y desventajas de cada uno.

14-157 Diseñe un sistema de enfriamiento evaporativo económico y adecuado para las necesidades de su casa. Muestre cómo podría obtener un rociado de agua, cómo proporcionar un flujo de aire y cómo prevenir que las gotas de agua alcancen el espacio habitacional.

Capítulo 15

REACCIONES QUÍMICAS

Los capítulos anteriores se limitaron a considerar sistemas termodinámicos no reactivos —aquellos cuya composición química permanece invariable durante un proceso—, incluso en procesos durante los cuales se formaba una mezcla homogénea a partir de dos o más fluidos sin la presencia de ninguna reacción química. En este capítulo se estudian sistemas cuya composición química cambia durante un proceso, es decir, sistemas que implican *reacciones químicas*.

Para trabajar con sistemas no reactivos es necesario considerar sólo la *energía interna sensible* (asociada con los cambios de presión y temperatura) y la *energía interna latente* (asociada con los cambios de fase). Pero cuando se trabaja con sistemas reactivos también se debe considerar la *energía interna química*, energía asociada a la destrucción y la formación de enlaces químicos entre los átomos. Las relaciones de balance de energía desarrolladas para sistemas no reactivos también son aplicables a sistemas reactivos, aunque los términos de energía en el último caso deben incluir la energía química del sistema.

En este capítulo se estudia un tipo particular de reacción química, conocida como *combustión*. Sin embargo, el lector debe recordar que los principios desarrollados son igualmente aplicables a cualquier reacción química.

Se empieza con un análisis general de combustibles y combustión. Luego se aplican los balances de masa y energía a sistemas reactivos. Al respecto se analiza la temperatura de flama adiabática, que es la temperatura más alta que una mezcla reactiva puede alcanzar. Por último, se examinan los aspectos de segunda ley de las reacciones químicas.

Objetivos

En el capítulo 15, los objetivos son:

- Proporcionar un panorama de los combustibles y la combustión.
- Aplicar el principio de la conservación de la masa a sistemas reactivos para determinar las ecuaciones de reacción balanceadas.
- Definir los parámetros utilizados en el análisis de la combustión, tales como la relación aire-combustible, el porcentaje teórico de aire y la temperatura de punto de rocío.
- Aplicar balances de energía a sistemas reactivos para volúmenes de control de flujo estable y para sistemas de masa fijos.
- Calcular la entalpía de reacción, la entalpía de combustión y los valores de calentamiento de los combustibles.
- Determinar la temperatura de flama adiabática para mezclas reactivas.
- Evaluar el cambio de entropía de los sistemas reactivos.
- Analizar los sistemas reactivos desde la perspectiva de la segunda ley.

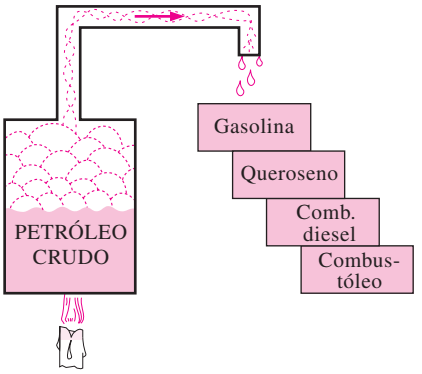


FIGURA 15-1

La mayor parte de los combustibles hidrocarburos se obtiene del petróleo crudo por destilación.

15-1 ▪ COMBUSTIBLES Y COMBUSTIÓN

Cualquier material que puede quemarse para liberar energía recibe el nombre de **combustible**. La mayoría de los combustibles conocidos se componen principalmente de hidrógeno y carbono. Reciben el nombre de **combustibles hidrocarburos** y se denotan por la fórmula general C_nH_m. Los combustibles hidrocarburos existen en todas las fases, y algunos son el carbón, la gasolina y el gas natural.

El principal constituyente del carbón mineral es el carbono; también contiene cantidades variables de oxígeno, hidrógeno, nitrógeno, azufre, humedad y ceniza. Es difícil realizar un análisis de la masa exacta del carbón mineral, puesto que su composición varía de un área geográfica a otra e incluso dentro de la misma región. La mayor parte de los combustibles hidrocarburos líquidos son una mezcla de numerosos hidrocarburos y se obtienen del petróleo crudo mediante destilación (Fig. 15-1). Los hidrocarburos más volátiles se vaporizan primero, formando lo que se conoce como gasolina. Los combustibles menos volátiles que se obtienen durante la destilación son el queroseno, el diesel y el combustóleo. La composición de un combustible particular depende de la fuente de petróleo crudo, así como de la refinería.

Aunque los combustibles hidrocarburos líquidos son mezclas de muchos hidrocarburos diferentes, por conveniencia suelen considerarse como un solo hidrocarburo. Por ejemplo, la gasolina se trata como **octano** C_8H_{18}, y el diesel como **dodecano**, $C_{12}H_{26}$. Otro hidrocarburo líquido común es el **alcohol metílico**, CH_3OH, al que también se le llama *metanol* y se usa en algunas mezclas de gasolina. El gas natural (combustible hidrocarburo gaseoso), que es una mezcla de metano y cantidades más pequeñas de otros gases, algunas veces se trata como **metano**, CH_4, por simplicidad.

El gas natural es producido en pozos de gas o pozos de petróleo ricos en gas natural. Principalmente está compuesto de metano, pero también contiene pequeñas cantidades de etano, propano, hidrógeno, helio, dióxido de carbono, nitrógeno, sulfato de hidrógeno y vapor de agua. Para los vehículos, se almacena ya sea en la fase gaseosa a presiones de 150 a 250 atm como CNG (gas natural comprimido, por sus siglas en inglés) o en la fase líquida a $-162°C$ como LNG (gas natural licuado, por sus siglas en inglés). Casi un millón de vehículos en el mundo, principalmente autobuses, operan con gas natural. El gas licuado de petróleo (LPG, por sus siglas en inglés) es un subproducto del procesamiento del gas natural o de la refinación del petróleo crudo. Consiste principalmente de propano (casi 90 por ciento) y por lo tanto el LPG generalmente se conoce como propano. Sin embargo, también contiene cantidades variables de butano, propileno y butileno. El propano por lo general se emplea en flotillas de vehículos, taxis, autobuses escolares y autos particulares. El etanol se obtiene del maíz, granos y desechos orgánicos. El metanol es producido principalmente a partir del gas natural, pero también puede obtenerse a partir del carbón y de biomasa. Ambos alcoholes generalmente se emplean como aditivos en gasolina oxigenada y combustibles reformulados para reducir la contaminación del aire.

Los vehículos son una fuente importante de contaminantes del aire, tales como óxidos nítricos, monóxido de carbono e hidrocarburos, así como el dióxido de carbono (gas del efecto invernadero), y por ende existe un creciente cambio en la industria del transporte para sustituir los combustibles tradicionales basados en petróleo (como la gasolina y el combustible diesel) por *combustibles alternativos* de quema limpia más amigables con el ambiente, como el gas natural, alcoholes (etanol y metanol), gas licuado de petróleo (LPG) e hidrógeno. El uso de autos eléctricos también está al alza. En la tabla 15-1 se presenta como comparación de algunos combustibles alternativos

TABLA 15-1

Comparación de algunos combustibles alternativos contra los combustibles tradicionales basados en petróleo usados en la industria del transporte.

Combustible	Contenido energético kJ/L	Equivalencia,* en gasolina, L/L de gasolina
Gasolina	31 850	1
Diesel ligero	33 170	0.96
Diesel pesado	35 800	0.89
LPG (gas licuado de petróleo, principalmente propano)	23 410	1.36
Etanol (o alcohol etílico)	29 420	1.08
Metanol (o alcohol metílico)	18 210	1.75
CNG (gas natural comprimido, principalmente metano, a 200 atm)	8 080	3.94
LNG (gas natural licuado, principalmente metano)	20 490	1.55

**Cantidad de combustible cuyo contenido energético es igual a la energía contenida en 1 litro de gasolina.*

para la transportación de gasolina. Adviértase que el contenido energético por unidad de volumen de los combustibles alternativos es más bajo que el de la gasolina o el diesel, y por lo tanto, el rango de conducción de un vehículo con tanque lleno será menor cuando se opere con un combustible alternativo. Además, cuando se comparan costos, una medida realista es el costo por unidad de energía más que el costo por unidad de volumen. Por ejemplo, el metanol a un costo unitario de 1.20 dólares por litro puede parecer más barato que la gasolina a 1.80 dólares por litro, pero hay que tomar en cuenta que el costo de 10 000 kJ de energía es de 0.57 dólares para la gasolina y de 0.66 dólares para el metanol.

Una reacción química durante la cual se oxida un combustible y se libera una gran cantidad de energía recibe el nombre de **combustión** (Fig. 15-2). El oxidante empleado con mayor frecuencia en los procesos de combustión es el aire, por obvias razones (es gratis y se consigue fácilmente). El oxígeno puro O_2, se emplea como oxidante sólo en algunas aplicaciones especializadas, como el corte y la soldadura, donde no se puede utilizar aire. En consecuencia, son pertinentes unas cuantas palabras acerca de la composición del aire.

En una base molar o de volumen, el aire seco está compuesto por 20.9 por ciento de oxígeno, 78.1 por ciento de nitrógeno, 0.9 por ciento de argón y pequeñas cantidades de dióxido de carbono, helio, neón e hidrógeno. En el análisis de los procesos de combustión, el argón en el aire se trata como nitrógeno, en tanto que los gases que existen en cantidades muy pequeñas se descartan. De modo que el aire seco puede considerarse aproximadamente como 21 por ciento de oxígeno y 79 por ciento de nitrógeno en números molares. Por consiguiente, cada mol de oxígeno que entra a una cámara de combustión será acompañado por 0.79/0.21 = 3.76 mol de nitrógeno (Fig. 15-3). Es decir,

$$1 \text{ kmol } O_2 + 3.76 \text{ kmol } N_2 = 4.76 \text{ kmol aire} \qquad \textbf{(15-1)}$$

Durante la combustión, el nitrógeno se comporta como un gas inerte y no reacciona con otros elementos químicos más que para formar una pequeña cantidad de óxidos nítricos. Pero aun en ese caso, la presencia de nitrógeno influye de manera considerable en el resultado de un proceso de combustión, pues el nitrógeno suele entrar a una cámara de combustión en grandes cantidades a temperaturas bajas, y salir a temperaturas considerablemente altas,

FIGURA 15-2

La combustión es una reacción química durante la cual se oxida un combustible y se libera una gran cantidad de energía.

© Reimpresa con autorización especial de King Features Syndicate.

FIGURA 15-3

Cada kmol de O_2 en el aire se acompaña de 3.76 kmol de N_2.

absorbiendo una gran proporción de la energía química liberada durante la combustión. En todo este capítulo se supondrá que el nitrógeno permanecerá perfectamente inerte. Tenga en mente, sin embargo, que a temperaturas muy altas, como las que se encuentran en las máquinas de combustión interna, una pequeña fracción de nitrógeno reacciona con oxígeno, formando gases peligrosos como el óxido nítrico.

El aire que entra a una cámara de combustión contiene algo de vapor de agua (o humedad), que también es digno de consideración. En casi todos los procesos de combustión, la humedad en el aire y el agua que se forma durante la combustión puede tratarse como un gas inerte, como nitrógeno. Sin embargo, a temperaturas muy altas un poco de vapor de agua se descompone en H_2 y O_2, así como en H, O y OH. Cuando los gases de combustión se enfrían por debajo de la temperatura de punto de rocío del vapor de agua, una parte de la humedad se condensa. Es importante predecir la temperatura del punto de rocío debido a que las gotas de agua suelen combinarse con el dióxido de azufre que puede estar presente en los gases de combustión, formando ácido sulfúrico, el cual es muy corrosivo.

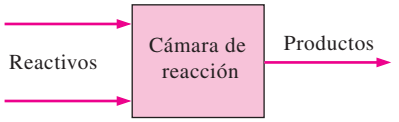


FIGURA 15-4

En un proceso de combustión de flujo estable, los componentes que entran en la cámara de reacción se denominan reactivos, y los componentes que salen se llaman productos.

Durante un proceso de combustión los componentes que existen antes de la reacción reciben el nombre de **reactivos**, y los componentes que existen después de la reacción se denominan **productos** (Fig. 15-4). Considérese, por ejemplo, la combustión de 1 kmol de carbón con 1 kmol de oxígeno puro, que forma dióxido de carbono,

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 \qquad \textbf{(15-2)}$$

Aquí el C y el O_2 son los reactivos, puesto que existen antes de la combustión, y CO_2 es el producto debido a que existe después de la combustión. Obsérvese que un reactivo no tiene que reaccionar químicamente en la cámara de combustión. Por ejemplo, si el carbono se quema con aire en lugar de oxígeno puro, ambos lados de la ecuación de combustión incluirán N_2. Es decir, el N_2 aparecerá como un reactivo y como un producto.

Debe mencionarse que poner un combustible en estrecho contacto con el oxígeno no es suficiente para iniciar la combustión. (Por fortuna, así es. De otro modo, el mundo entero estaría en llamas.) El combustible debe llevarse arriba de su **temperatura de ignición** para iniciar la combustión. Las temperaturas de ignición mínimas aproximadas de varias sustancias del aire atmosférico son 260°C para la gasolina, 400°C para el carbón, 580°C para el hidrógeno, 610°C para el monóxido de carbono y 630°C para el metano. Además, las proporciones del combustible y del aire deben estar en un nivel adecuado para que comience la combustión. Por ejemplo, el gas natural no se quemará en el aire en concentraciones menores a 5 por ciento o mayores a 15 por ciento aproximadamente.

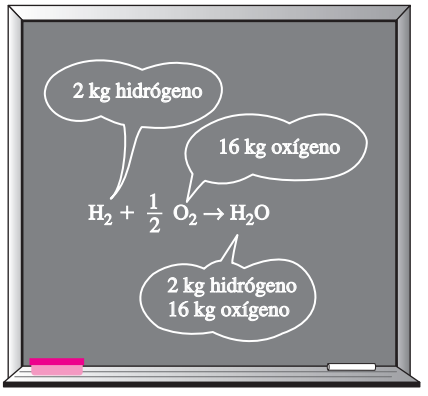


FIGURA 15-5

La masa (y el número de átomos) de cada elemento se conserva durante una reacción química.

Como el lector recordará de sus cursos de química, las ecuaciones químicas se balancean con base en el **principio de la conservación de la masa** (o el **balance de masa**), que se enuncia como sigue: *La masa total de cada elemento se conserva durante una reacción química* (Fig. 15-5). Es decir, la masa total de cada elemento en el lado derecho de la ecuación de la reacción (los productos) debe ser igual a la masa total de ese elemento en el lado izquierdo (los reactivos) aun cuando los elementos existan en compuestos químicos diferentes en los reactivos y los productos. Además, el número total de átomos de cada elemento se conserva durante una reacción química, ya que el número total de átomos de un elemento es igual a la masa total del elemento dividida entre su masa atómica.

Por ejemplo, ambos lados de la ecuación 15-2 contienen 12 kg de carbono y 32 kg de oxígeno, aun cuando el carbono y el oxígeno existan como elementos en los reactivos, y como un compuesto en el producto. Asimismo, la

masa total de los reactivos es igual a la masa total de los productos, siendo cada una de 44 kg. (Es una práctica común redondear las masas molares hasta el entero más cercano si no se requiere más exactitud.) Sin embargo, note que el número total de moles de los reactivos (2 kmol) no es igual al número total de moles de los productos (1 kmol). Es decir, *el número total de moles no se conserva durante una reacción química.*

Una cantidad utilizada frecuentemente en el análisis de procesos de combustión para cuantificar las cantidades de combustible y aire es la **relación aire-combustible**, AC. Suele expresarse en una base de masa y se define como *la relación entre la masa del aire y la masa de combustible* en un proceso de combustión (Fig. 15-6). Es decir,

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{comb}}} \tag{15-3}$$

La masa m de una sustancia se relaciona con el número de moles N por medio de la relación $m = NM$, donde M es la masa molar.

La relación aire-combustible puede expresarse también en una base molar como la proporción entre el número de moles de aire y el número de moles del combustible. Pero aquí se utilizará la primera definición. El recíproco de la relación aire-combustible se conoce como **relación combustible-aire**.

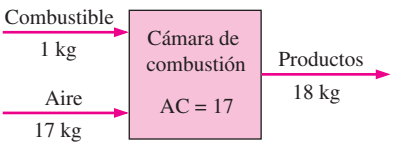


FIGURA 15-6
La relación aire-combustible (AC) representa la cantidad de aire utilizada por unidad de masa de combustible durante un proceso de combustión.

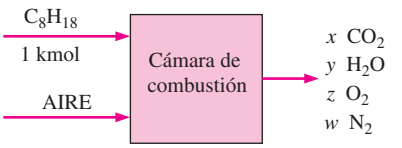


FIGURA 15-7
Esquema para el ejemplo 15-1.

EJEMPLO 15-1 Balance de la ecuación de combustión

Un kmol de octano (C_8H_{18}) se quema con aire que contiene 20 kmol de O_2, como se muestra en la figura 15-7. Suponga que los productos contienen sólo CO_2, H_2O, O_2 y N_2, determine el número de moles en cada gas en los productos y la relación aire-combustible para este proceso de combustión.

Solución Están dadas las cantidades de combustible y la cantidad de oxígeno en el aire. Se deben determinar la cantidad de los productos y la AC.

Suposiciones Los productos de combustión contienen CO_2, H_2O, O_2 y N_2 únicamente.

Propiedades La masa molar del aire es $M_{\text{aire}} = 28.97$ kg/kmol $\cong$ 29.0 kg/kmol (tabla A-1).

Análisis La ecuación química para este proceso de combustión puede escribirse como

$$C_8H_{18} + 20(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow xCO_2 + yH_2O + zO_2 + wN_2$$

donde los términos en el paréntesis representan la composición de aire seco que contiene 1 kmol de O_2 y x, y, z y w representan los números de moles desconocidos de los gases en los productos. Estas incógnitas se determinan con la aplicación del balance de masa a cada uno de los elementos, es decir, la masa o el número total de moles de cada elemento en los reactivos debe ser igual a la de los productos:

$$\begin{aligned}
&\text{C:} && 8 = x && \rightarrow && x = \mathbf{8}\\
&\text{H:} && 18 = 2y && \rightarrow && y = \mathbf{9}\\
&\text{O:} && 20 \times 2 = 2x + y + 2z && \rightarrow && z = \mathbf{7.5}\\
&N_2\text{:} && (20)(3.76) = w && \rightarrow && w = \mathbf{75.2}
\end{aligned}$$

La sustitución produce

$$C_8H_{18} + 20(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 7.5O_2 + 75.2N_2$$

Observe que el coeficiente 20 en la ecuación balanceada anterior representa el número de moles de *oxígeno*, no el número de moles de aire. Éste se obtiene sumando 20 × 3.76 = 75.2 moles de nitrógeno a los 20 moles de oxí-

geno, lo que da un total de 95.2 moles de aire. La relación aire-combustible (AC) se determina tomando la proporción entre la masa de aire y la masa de combustible, según la ecuación 15-3:

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{combustible}}} = \frac{(NM)_{\text{aire}}}{(NM)_{\text{C}} + (NM)_{\text{H}_2}}$$

$$= \frac{(20 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(8 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (9 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})}$$

$$= \mathbf{24.2 \text{ kg aire/kg combustible}}$$

Es decir, se emplean 24.2 kg de aire para quemar cada kilogramo de combustible durante este proceso de combustión.

15-2 ▪ PROCESOS DE COMBUSTIÓN TEÓRICA Y REAL

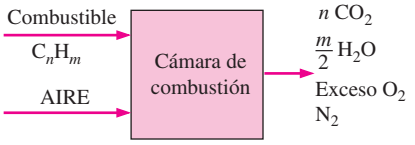


FIGURA 15-8
Un proceso de combustión es completo si todos los componentes inflamables del combustible se queman por completo.

Muchas veces es muy útil estudiar la ignición de un combustible con la suposición de que la combustión es completa. Un proceso de combustión está **completo** si todo el carbono en el combustible se transforma en CO_2, todo el hidrógeno se transforma en H_2O y todo el azufre (si lo hay) se transforma en SO_2. Esto es, si todos los componentes combustibles de un combustible se queman totalmente durante un proceso de combustión completa (Fig. 15-8). Por el contrario, un proceso de combustión es **incompleto** si los productos de combustión contienen algo de combustible o componentes no quemados, como C, H_2, CO, o bien, OH.

El *oxígeno insuficiente* es una razón obvia para la combustión incompleta, pero no la única. La combustión incompleta sucede incluso cuando en la cámara de combustión hay más oxígeno del necesario para la combustión completa. Esto puede atribuirse a la mezcla insuficiente en la cámara de combustión durante el limitado tiempo en que el oxígeno y el combustible quedan en contacto. Otra causa de combustión incompleta es la *disociación*, la cual se vuelve importante a elevadas temperaturas.

El oxígeno es atraído con más fuerza hacia el hidrógeno que hacia el carbono. Por consiguiente, el hidrógeno en el combustible normalmente se quema por completo, formando H_2O, aun cuando exista menos oxígeno del necesario para la combustión completa. No obstante, una parte del carbono termina como CO o como simples partículas C (hollín) en los productos.

La cantidad mínima de aire necesaria para la combustión completa de un combustible recibe el nombre de **aire estequiométrico** o **teórico**. De manera que cuando un combustible se quema por completo con aire teórico, no estará presente el oxígeno sin combinar el producto de los gases. El aire teórico también se conoce como *cantidad de aire químicamente correcta* o *aire 100 por ciento teórico*. Un proceso de combustión con menos cantidad teórica de aire está condenado a ser incompleto. El proceso de combustión ideal durante el cual un combustible se quema por completo con aire teórico se conoce como **combustión estequiométrica** o **teórica** de ese combustible (Fig. 15-9). Por ejemplo, la combustión teórica del metano es

$$CH_4 + 2(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7.52N_2$$

Note que los productos de la combustión teórica no contienen metano sin quemar ni C, H_2, CO, OH u O_2 libre.

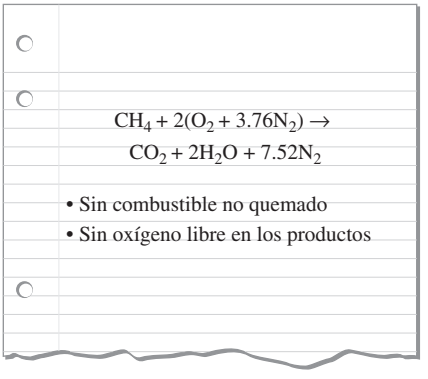


FIGURA 15-9
El proceso de combustión completo sin oxígeno libre en los productos se llama combustión teórica.

En los procesos de combustión reales es una práctica común emplear más aire que la cantidad estequiométrica, con el fin de aumentar las oportunidades de combustión completa o para controlar la temperatura de la cámara de combustión. La cantidad de aire en exceso de la cantidad estequiométrica se llama **exceso de aire**. La cantidad de exceso de aire suele expresarse en términos del aire estequiométrico como **exceso de aire porcentual** o **aire teórico porcentual**. Por ejemplo, 50 por ciento de exceso de aire equivale a 150 por ciento de aire teórico, y 200 por ciento de exceso de aire equivale a 300 por ciento de aire teórico. Desde luego, el aire estequiométrico puede expresarse como 0 por ciento de exceso de aire o como 100 por ciento de aire teórico. Cantidades de aire menores que la cantidad estequiométrica reciben el nombre de **deficiencia de aire**, y se expresan a menudo como **deficiencia de aire porcentual**. Por ejemplo, 90 por ciento de aire teórico equivale a 10 por ciento de deficiencia de aire. La cantidad de aire utilizado en procesos de combustión se expresa también en términos de la **relación de equivalencia**, la cual es la proporción entre la relación real combustible-aire y la relación estequiométrica combustible-aire.

La predicción de la composición de los productos es relativamente fácil cuando se supone que el proceso de combustión será completo y que se conocen las cantidades exactas de combustible y aire utilizados. Todo lo que se necesita hacer en este caso es aplicar el principio de conservación de masa a cada elemento que aparece en la ecuación de la combustión, sin necesidad de tomar otras medidas. Sin embargo, cuando uno trata con procesos de combustión real, las cosas no son tan sencillas. Por alguna razón, es difícil que los procesos de combustión real siempre sean completos, incluso en presencia de exceso de aire. Por lo tanto, es imposible predecir la composición de los productos basándose únicamente en el balance de masa. Por ello, la única opción es medir directamente la cantidad de cada componente en los productos.

Para analizar la composición de los gases de combustión se emplea un dispositivo conocido como **analizador de gas Orsat**. En este dispositivo se recoge una muestra de los gases de combustión y se enfría a temperatura y presión ambiente, en cuyo punto se mide su volumen. Después la muestra se pone en contacto con un compuesto químico que absorbe el CO_2. Los gases restantes se vuelven a llevar a la temperatura y presión ambientales, y se mide el nuevo volumen que ellos ocupan. La proporción entre la reducción de volumen y el volumen original es la fracción de volumen del CO_2, que equivale a la fracción molar si se supone comportamiento de gas ideal (Fig. 15-10). Las fracciones de volumen de los otros gases se determinan al repetir este procedimiento. En el análisis Orsat se recoge la muestra de gas sobre agua y se mantiene saturada todo el tiempo. Así, la presión de vapor del agua permanece constante durante toda la prueba. Por esta razón se ignora la presencia de vapor de agua en la cámara de prueba, y los datos se registran en una base seca. Sin embargo, la cantidad de H_2O que se forma durante la combustión se determina con facilidad balanceando la ecuación de combustión.

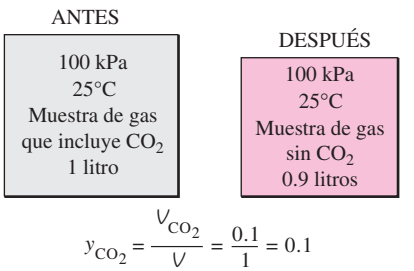


FIGURA 15-10
Determinación de la fracción molar del CO_2 en los gases de combustión, usando el analizador de gases Orsat.

EJEMPLO 15-2 Temperatura de punto de rocío de productos de combustión

Durante un proceso de combustión se quema etano (C_2H_6) con 20 por ciento de exceso de aire, como se indica en la figura 15-11. Suponga una combustión completa y una presión total de 100 kPa, y determine *a*) la relación de aire-combustible y *b*) la temperatura de punto de rocío de los productos.

Solución El combustible es quemado completamente con exceso de aire. Se determinarán la AC y el punto de rocío de los productos.

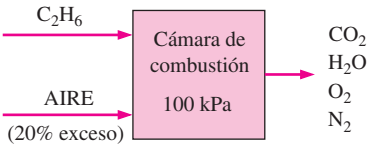


FIGURA 15-11
Esquema para el ejemplo 15-2.

Suposiciones **1** La combustión es completa. **2** Los gases de combustión son gases ideales.

Análisis Los productos de combustión contienen CO_2, H_2O, N_2 y algunas cantidades de O_2 únicamente. La ecuación de combustión puede ser escrita, entonces, como

$$C_2H_6 + 1.2a_{th}(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O + 0.2a_{th}O_2 + (1.2 \times 3.76)a_{th}N_2$$

donde a_{th} es el coeficiente estequiométrico para el aire. De manera automática se tomó en cuenta 20 por ciento de exceso de aire utilizando el factor $1.2a_{th}$ en lugar de a_{th} para el aire. La cantidad estequiométrica de oxígeno ($a_{th}O_2$) se utilizará para oxidar el combustible, y la cantidad de exceso restante ($0.2a_{th}O_2$) aparecerá en los productos como oxígeno no utilizado. Observe que el coeficiente de N_2 es el mismo en ambos lados de la ecuación y que hubo un balance de C y H al momento de escribir la ecuación de combustión. El coeficiente a_{th} se determina del balance de O_2:

$$O_2: \qquad 1.2a_{th} = 2 + 1.5 + 0.2a_{th} \rightarrow a_{th} = 3.5$$

Sustituyendo,

$$C_2H_6 + 4.2(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 2CO_2 + 3H_2O + 0.7O_2 + 15.79N_2$$

a) La relación aire-combustible está determinada por la ecuación 15-3 tomando la razón de la masa del aire entre la masa del combustible,

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{comb}} = \frac{(4.2 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(2 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (3 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})}$$

$$= \mathbf{19.3 \text{ kg aire/kg combustible}}$$

Es decir, se suministran 19.3 kg de aire por cada kilogramo de combustible durante este proceso de combustión.

b) La temperatura de punto de rocío de los productos es la temperatura a la cual el vapor de agua en los productos empieza a condensarse cuando los productos se enfrían a presión constante. Se recordará en el capítulo 14 que la temperatura de punto de rocío de una mezcla de gas-vapor es la temperatura de saturación del vapor de agua correspondiente a su presión parcial. En consecuencia, primero debe determinarse la presión parcial del vapor de agua P_v en los productos. Si se supone un comportamiento de gas ideal para los gases de combustión, se tiene

$$P_v = \left(\frac{N_v}{N_{prod}}\right)(P_{prod}) = \left(\frac{3 \text{ kmol}}{21.49 \text{ kmol}}\right)(100 \text{ kPa}) = 13.96 \text{ kPa}$$

Por lo tanto,

$$T_{pr} = T_{sat\ @\ 13.96\ kPa} = \mathbf{52.3°C} \qquad \text{(Tabla A-5)}$$

EJEMPLO 15-3 Combustión de un combustible gaseoso con aire húmedo

Cierto gas natural tiene el siguiente análisis volumétrico: 72 por ciento de CH_4, 9 por ciento de H_2, 14 por ciento de N_2, 2 por ciento de O_2 y 3 por ciento de CO_2. Este gas se quema con la cantidad estequiométrica de aire que entra a la cámara de combustión a 20°C, 1 atm y 80 por ciento de humedad relativa, como se indica en la figura 15-12. Suponga una combustión completa y una presión total de 1 atm, y determine la temperatura de punto de rocío de los productos.

Solución Un combustible gaseoso es quemado con la cantidad estequiométrica de aire húmedo. Se determinará la temperatura de punto de rocío de los productos.

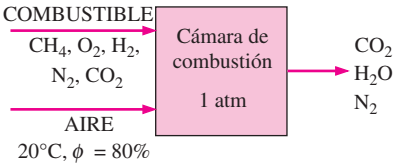


FIGURA 15-12
Esquema para el ejemplo 15-3.

Suposiciones **1** El combustible es quemado completamente y por lo tanto, todo el carbono en el combustible se quemará en CO_2 y todo el hidrógeno en H_2O. **2** El combustible es quemado con la cantidad estequiométrica de aire y así no habrá O_2 libre en los gases producidos. **3** Los gases de combustión son gases ideales.

Propiedades La presión de saturación del agua a 20°C es 2.3392 kPa (tabla A-4).

Análisis Note que la humedad en el aire no reacciona con nada; simplemente se muestra como H_2O adicional en los productos. En consecuencia, por simplicidad se balanceará la ecuación de combustión usando aire seco y luego se agregará la humedad a ambos lados de la ecuación.

Considerando 1 kmol de combustible,

$$\overbrace{(0.72CH_4 + 0.09H_2 + 0.14N_2 + 0.02O_2 + 0.03CO_2)}^{\text{combustible}} + \overbrace{a_{th}(O_2 + 3.76N_2)}^{\text{aire seco}} \rightarrow xCO_2 + yH_2O + zN_2$$

Los coeficientes desconocidos en la ecuación anterior se encuentran a partir de balances de masa en diversos elementos:

$$\begin{aligned}
\text{C:} \quad & 0.72 + 0.03 = x \quad \rightarrow \quad x = 0.75 \\
\text{H:} \quad & 0.72 \times 4 + 0.09 \times 2 = 2y \quad \rightarrow \quad y = 1.53 \\
O_2\text{:} \quad & 0.02 + 0.03 + a_{th} = x + \frac{y}{2} \quad \rightarrow \quad a_{th} = 1.465 \\
N_2\text{:} \quad & 0.14 + 3.76a_{th} = z \quad \rightarrow \quad z = 5.648
\end{aligned}$$

Después se determina la cantidad de humedad que acompaña a $4.76a_{th} = (4.76)(1.465) = 6.97$ kmol de aire seco. La presión parcial de la humedad en el aire es

$$P_{v,\text{aire}} = \phi_{\text{aire}} P_{\text{sat @ 20°C}} = (0.80)(2.3392 \text{ kPa}) = 1.871 \text{ kPa}$$

Si se supone un comportamiento de gas ideal, el número de moles de humedad en el aire es

$$N_{v,\text{aire}} = \left(\frac{P_{v,\text{aire}}}{P_{\text{total}}}\right) N_{\text{total}} = \left(\frac{1.871 \text{ kPa}}{101.325 \text{ kPa}}\right)(6.97 + N_{v,\text{aire}})$$

lo que produce

$$N_{v,\text{aire}} = 0.131 \text{ kmol}$$

La ecuación de combustión balanceada se obtiene al sustituir los coeficientes determinados antes y añadiendo 0.131 kmol de H_2O en ambos lados de la ecuación:

$$\overbrace{(0.72CH_4 + 0.09H_2 + 0.14N_2 + 0.02O_2 + 0.03CO_2)}^{\text{combustible}} + \overbrace{1.465(O_2 + 3.76N_2)}^{\text{aire seco}} + \overbrace{0.131H_2O}^{\text{humedad}} \rightarrow 0.75CO_2 + \overbrace{1.661H_2O}^{\text{humedad incluid}} + 5.648N_2$$

La temperatura de punto de rocío de los productos es la temperatura a la cual el vapor de agua en los productos empieza a condensarse cuando los productos se enfrían. También, en este caso, si se supone un comportamiento de gas ideal, la presión parcial del vapor de agua en los gases de combustión es

$$P_{v,\text{prod}} = \left(\frac{N_{v,\text{prod}}}{N_{\text{prod}}}\right) P_{\text{prod}} = \left(\frac{1.661 \text{ kmol}}{8.059 \text{ kmol}}\right)(101.325 \text{ kPa}) = 20.88 \text{ kPa}$$

Por lo tanto,

$$T_{pr} = T_{sat\ @\ 20.88\ kPa} = \mathbf{60.9°C}$$

Explicación Si los procesos de combustión se realizaran con aire seco en lugar de aire húmedo, los productos contendrían menos humedad, y en este caso la temperatura de punto de rocío sería 59.5°C.

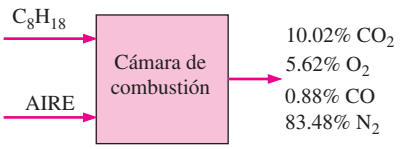


FIGURA 15-13
Esquema para el ejemplo 15-4.

EJEMPLO 15-4 Análisis de combustión inversa

Se quema octano (C_8H_{18}) con aire seco. El análisis volumétrico de los productos en una base seca es (Fig. 15-13)

CO_2:	10.02 por ciento
O_2:	5.62 por ciento
CO:	0.88 por ciento
N_2:	83.48 por ciento

Determine *a*) la razón aire-combustible, *b*) el porcentaje de aire teórico utilizado y *c*) la cantidad de H_2O que se condensa cuando los productos se enfrían hasta 25°C a 100 kPa.

Solución Los productos de combustión cuya composición está dada se enfrían a 25°C. Se desea determinar la AC, el porcentaje teórico de aire usado y la fracción de vapor de agua que se condensa.

Suposiciones Los gases de combustión son gases ideales.

Propiedades La presión de saturación del agua a 25°C es 3.1698 kPa (tabla A-4).

Análisis Note que se conoce la composición relativa de los productos, pero no conocemos cuánto combustible o aire se usa durante el proceso de combustión. No obstante, éstos pueden determinarse a partir de los balances de masa. El H_2O en los gases de combustión comenzará a condensarse cuando la temperatura caiga a la temperatura de punto de rocío.

Para gases ideales, las fracciones de volumen son equivalentes a las fracciones molares. Si se considera 100 kmol de productos secos, por conveniencia, la ecuación de combustión se escribe como

$$x C_8H_{18} + a(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 10.02CO_2 + 0.88CO + 5.62O_2 + 83.48N_2 + bH_2O$$

Los coeficientes desconocidos *x*, *a* y *b* se determinan de los balances de masa:

$$\begin{aligned}
&N_2: && 3.76a = 83.48 && \rightarrow && a = 22.20\\
&C: && 8x = 10.02 + 0.88 && \rightarrow && x = 1.36\\
&H: && 18x = 2b && \rightarrow && b = 12.24\\
&O_2: && a = 10.02 + 0.44 + 5.62 + \frac{b}{2} && \rightarrow && 22.20 = 22.20
\end{aligned}$$

El balance de O_2 no es necesario, aunque puede emplearse para verificar los valores obtenidos de los demás balances de masa, como se hizo antes. Al sustituir, se obtiene

$$1.36C_8H_{18} + 22.2(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 10.02CO_2 + 0.88CO + 5.62O_2 + 83.48N_2 + 12.24H_2O$$

La ecuación de combustión para 1 kmol de combustible se obtiene al dividir la ecuación anterior entre 1.36:

$$C_8H_{18} + 16.32(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 7.37CO_2 + 0.65CO + 4.13O_2 + 61.38N_2 + 9H_2O$$

a) La relación aire-combustible se determina tomando la proporción entre la masa del aire y la masa del combustible (Ec. 15-3):

$$AF = \frac{m_{aire}}{m_{comb}} = \frac{(16.32 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(8 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (9 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})}$$

$$= \mathbf{19.76 \text{ kg aire/kg combustible}}$$

b) Para encontrar el porcentaje de aire teórico utilizado, se necesita conocer la cantidad teórica de aire, que se determina con la ecuación de combustión teórica del combustible:

$$C_8H_{18} + a_{th}(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 3.76a_{th}N_2$$

O_2: $$a_{th} = 8 + 4.5 \rightarrow a_{th} = 12.5$$

Entonces,

$$\text{Porcentaje de aire teórico} = \frac{m_{aire,act}}{m_{aire,th}} = \frac{N_{aire,act}}{N_{aire,th}}$$

$$= \frac{(16.32)(4.76) \text{ kmol}}{(12.50)(4.76) \text{ kmol}}$$

$$= \mathbf{131\%}$$

Es decir, se empleó 31 por ciento del exceso de aire durante este proceso de combustión. Observe que un poco de carbono formó monóxido de carbono aun cuando había mucho más oxígeno que el necesario para la combustión completa.

c) Para cada kmol de combustible quemado, se forma 7.37 + 0.65 + 4.13 + 61.38 + 9 = 82.53 kmol de producto, incluyendo 9 kmol de H_2O. Si se supone que la temperatura de punto de rocío de los productos es mayor a 25°C, un poco de vapor de agua se condensará cuando los productos se enfrían hasta 25°C. Si N_w kmol de H_2O se condensa, se dejarán $(9 - N_w)$ kmol de vapor de agua en los productos. Resultará que el número de moles de los productos en la fase gaseosa también disminuirá a $82.53 - N_w$. Si se trata a los gases producidos (incluyendo el vapor de agua remanente) como gases ideales, N_w se determina igualando la fracción molar de vapor de agua con su fracción de presión:

$$\frac{N_v}{N_{prod,gas}} = \frac{P_v}{P_{prod}}$$

$$\frac{9 - N_w}{82.53 - N_w} = \frac{3.1698 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}}$$

$$N_w = \mathbf{6.59 \text{ kmol}}$$

Por lo tanto, la mayor parte del vapor de agua en los productos (73 por ciento de él) se condensará cuando los gases producto se enfríen hasta 25°C.

15-3 ▪ ENTALPÍA DE FORMACIÓN Y ENTALPÍA DE COMBUSTIÓN

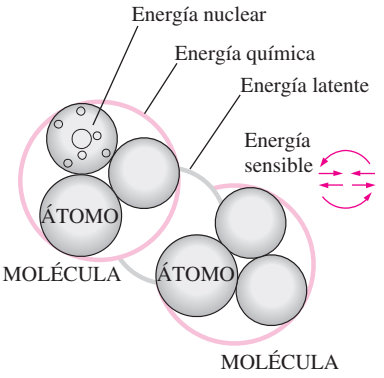


FIGURA 15-14
La forma microscópica de la energía de una sustancia se compone de las energías sensible, latente, química y nuclear.

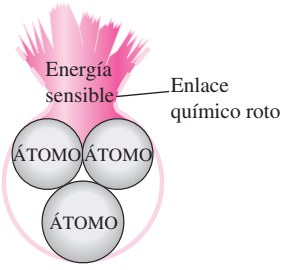


FIGURA 15-15
Cuando durante un proceso de combustión se destruyen los enlaces químicos existentes y se forman otros nuevos, casi siempre se absorbe o se libera una gran cantidad de energía sensible.

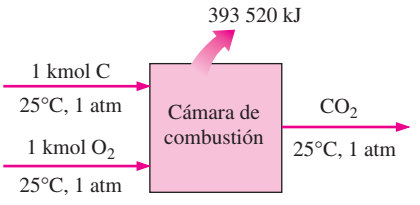


FIGURA 15-16
La formación de CO_2 durante un proceso de combustión de flujo estable a 25°C y 1 atm.

En el capítulo 2 se mencionó que las moléculas de un sistema poseen energía en diversas formas, como la *energía sensible* y la *latente* (asociadas a un cambio de estado), la *energía química* (relativa a la estructura molecular) y la *energía nuclear* (vinculada con la estructura atómica), como se ilustra en la figura 15-14. En este texto no interesa tratar con la energía nuclear. Hasta ahora, también se ha ignorado la energía química, puesto que los sistemas considerados en los capítulos anteriores no incluían cambios en su estructura química y, en consecuencia, ningún cambio en la energía química. Por consiguiente, todo lo que se necesitaba considerar eran las energías sensible y latente.

Durante una reacción química se rompen algunos de los enlaces químicos que unen a los átomos en las moléculas y se forman otros nuevos. En general, la energía química asociada a estos enlaces es diferente para los reactivos y los productos. Por lo tanto, un proceso que implica reacciones químicas implicará cambios en las energías químicas, los cuales deben tomarse en cuenta en un balance de energía (Fig. 15-15). Si se supone que los átomos de cada reactivo permanecen intactos (sin reacciones nucleares) y se ignora cualquier cambio en las energías cinética y potencial, el cambio de energía de un sistema durante una reacción química se deberá a un cambio en el estado, y a un cambio en la composición química. Es decir,

$$\Delta E_{\text{sis}} = \Delta E_{\text{estado}} + \Delta E_{\text{química}} \qquad \textbf{(15-4)}$$

Por consiguiente, cuando los productos formados durante una reacción química salen de la cámara de reacción en el estado de entrada de los reactivos, se tiene $\Delta E_{\text{estado}} = 0$ y, en este caso, el cambio de energía del sistema se debe tan sólo a los cambios de su composición química.

La termodinámica se ocupa de los *cambios* en la energía de un sistema durante un proceso, y no de los valores de energía en los estados particulares. Por lo tanto, se puede elegir cualquier estado como el estado de referencia y asignar un valor cero a la energía interna o entalpía de una sustancia en ese estado. Cuando un proceso no implica cambios en la composición química, el estado de referencia elegido no tiene efecto en los resultados. Sin embargo, cuando los procesos implican reacciones químicas, la composición del sistema al final de un proceso ya no es la misma que al inicio del mismo. En este caso es necesario tener un estado de referencia común para todas las sustancias. El estado de referencia elegido es 25°C (77°F) y 1 atm, que se conoce como **estado de referencia estándar**. Los valores de las propiedades en el estado de referencia estándar se indican mediante un superíndice (°) (como $h°$ y $u°$).

Cuando se analicen sistemas reactivos, se deben emplear valores de propiedades relativos al estado de referencia estándar. Sin embargo, no es necesario preparar un nuevo conjunto de tablas de propiedades para este propósito. Se pueden emplear las tablas existentes restando los valores de las propiedades en el estado de referencia estándar de los valores en el estado especificado. La entalpía de gas ideal de N_2 a 500 K relativo al estado de referencia estándar, por ejemplo, es $\bar{h}_{500\text{ K}} - \bar{h}° = 14\,581 - 8\,669 = 5\,912$ kJ/kmol.

Considere la formación de CO_2 a partir de sus elementos, carbono y oxígeno, durante un proceso de combustión de flujo estable (Fig. 15-16). Tanto el carbono como el oxígeno entran a la cámara de combustión a 25°C y 1 atm. El CO_2 formado durante este proceso abandona también la cámara de combustión a 25°C y 1 atm. La combustión de carbono es una *reacción exotérmi-*

ca (una reacción durante la cual la energía química se libera en forma de calor). Por lo tanto, durante este proceso algo de calor se transferirá de la cámara de combustión a los alrededores, el cual equivale a 393 520 kJ/kmol del CO_2 formado. (Cuando uno trabaja con reacciones químicas, es más conveniente hacerlo con cantidades por unidad de mol que por unidad de tiempo, incluso en procesos de flujo estable.)

El proceso que acaba de describirse no incluye interacciones de trabajo. De este modo, de acuerdo con la relación de balance de energía para flujo estable, la transferencia de calor durante este proceso debe ser igual a la diferencia entre la entalpía de los productos y la entalpía de los reactivos. Es decir,

$$Q = H_{\text{prod}} - H_{\text{react}} = -393\,520 \text{ kJ/kmol} \quad \textbf{(15-5)}$$

Puesto que ambos, los reactivos y los productos están en el mismo estado, el cambio de entalpía durante este proceso se debe únicamente a los cambios en la composición química del sistema. Este cambio de entalpía será distinto para diferentes reacciones, y sería deseable tener una propiedad que representara los cambios en la energía química durante una reacción. Esta propiedad es la **entalpía de reacción** h_R, que se define como *la diferencia entre la entalpía de los productos en un estado específico y la entalpía de los reactivos en el mismo estado para una reacción completa.*

En los procesos de combustión, la entalpía de reacción suele conocerse como la **entalpía de combustión** h_C, la cual representa la cantidad de calor liberado durante un proceso de combustión de flujo estable cuando 1 kmol (o 1 kg) de combustible se quema por completo a una temperatura y presión especificadas (Fig. 15-17). Esto se expresa así:

$$h_R = h_C = H_{\text{prod}} - H_{\text{react}} \quad \textbf{(15-6)}$$

la cual es −393 520 kJ/kmol para el carbono en el estado de referencia estándar. La entalpía de combustión de un combustible particular será distinta a diferentes temperaturas y presiones.

Es claro que la entalpía de combustión es una propiedad muy útil en el análisis de los procesos de quema de combustibles. Sin embargo, hay tantos y diferentes combustibles y mezclas de combustibles que no es práctico hacer una lista de los valores de h_C para todos los casos posibles. Además, la entalpía de combustión no es muy útil cuando la combustión es incompleta. Así un planteamiento más práctico sería tener una propiedad fundamental para representar la energía química de un elemento o un compuesto de algún estado de referencia. Esta propiedad es la **entalpía de formación** $\bar{h}_f$, la cual puede considerarse como *la entalpía de una sustancia en un estado especificado debida a su composición química.*

Para establecer un punto de inicio, se asigna a la entalpía de formación de todos los elementos estables (tales como O_2, N_2, H_2 y C) un valor cero en el estado de referencia estándar de 25°C y 1 atm. Es decir, $\bar{h}_f = 0$ para todos los elementos estables. (Esto no es diferente de asignar a la energía interna de agua líquida saturada un valor de cero a 0.01°C.) Quizá deba aclararse lo que se entiende por *estable*. La forma estable de un elemento es la forma químicamente estable de ese elemento a 25°C y 1 atm. El nitrógeno, por ejemplo, existe en forma diatómica (N_2) a 25°C y 1 atm. Por lo tanto, la forma estable del nitrógeno en el estado de referencia estándar es nitrógeno diatómico N_2, no nitrógeno monoatómico N. Si un elemento existe en más de una forma estable a 25°C y 1 atm, una de las formas debe especificarse como la forma estable. Para el carbono, por ejemplo, se supone que la forma estable es el grafito, no el diamante.

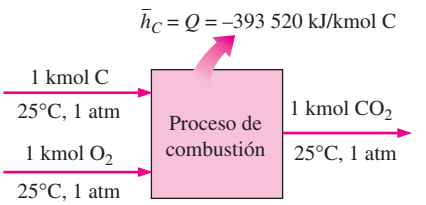


FIGURA 15-17

La entalpía de combustión representa la cantidad de energía liberada cuando un combustible se quema durante un proceso de flujo estable a un estado específico.

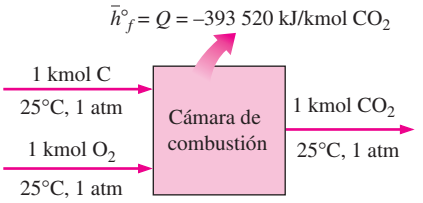


FIGURA 15-18

La entalpía de formación de un compuesto representa la cantidad de energía absorbida o liberada cuando el componente se forma a partir de sus elementos estables durante un proceso de flujo estable a un estado específico.

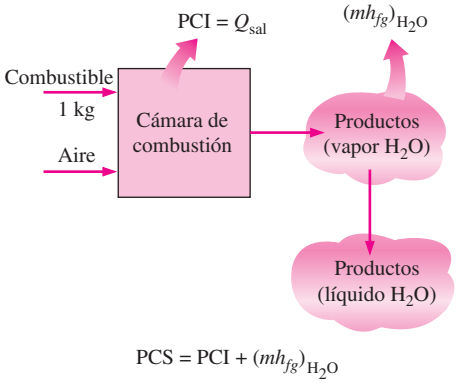


FIGURA 15-19

El poder calorífico superior de un combustible es igual a la suma del poder calorífico inferior del combustible y el calor latente de vaporización del H_2O en los productos.

Reconsidere ahora la formación de CO_2 (un compuesto) a partir de sus elementos C y O_2 a 25°C y 1 atm durante un proceso de flujo estable. Se determinó que el cambio de entalpía durante este proceso es −393 520 kJ/kmol. Pero $H_{react} = 0$ puesto que ambos reactivos son elementos en el estado de referencia estándar, y los productos se componen de 1 kmol de CO_2 en el mismo estado. En consecuencia, la entalpía de formación del CO_2 en el estado de referencia estándar es −393 520 kJ/kmol (Fig. 15-18). Es decir,

$$\bar{h}^\circ_{f,CO_2} = -393\,520 \text{ kJ/kmol}$$

El signo negativo se debe al hecho de que la entalpía de 1 kmol de CO_2 a 25°C y 1 atm es 393 520 kJ menos que la entalpía de 1 kmol de C y 1 kmol de O_2 en el mismo estado. En otras palabras, 393 520 kJ de energía química se liberan (salen del sistema como calor) cuando C y O_2 se combinan para formar 1 kmol de CO_2. En consecuencia, una entalpía de formación negativa para un compuesto indica que se libera calor durante la formación de ese compuesto a partir de sus elementos estables. Un valor positivo indica que se absorbe calor.

Observe que se proporcionan dos valores de $\bar{h}^\circ_f$ para el H_2O en la tabla A-26, uno para el agua líquida y el otro para el vapor de agua. Esto se debe a que ambas fases del H_2O se encuentran a 25°C, y el efecto de la presión en la entalpía de formación es pequeño. (Observe que bajo condiciones de equilibrio, el agua existe sólo como líquido a 25°C *y* 1 atm.) La diferencia entre las dos entalpías de formación es aproximadamente igual a la h_{fg} de agua a 25°C, que es 2 441.7 kJ/kg o 44 000 kJ/kmol.

Otro término empleado en conjunto con la combustión de combustibles es el **poder calorífico** del combustible, que se define como la cantidad de calor liberado cuando un combustible se quema por completo en un proceso de flujo estable y los productos vuelven al estado de los reactivos. En otras palabras, el poder calorífico de un combustible es igual al valor absoluto de la entalpía de combustión del combustible. Es decir,

$$\text{Poder calorífico} = |h_C| \qquad \text{(kJ/kg combustible)}$$

El valor calorífico depende de la *fase* del H_2O en los productos. El poder calorífico recibe el nombre de **poder calorífico superior** (PCS) cuando el H_2O en los productos está en forma líquida, y se llama **poder calorífico inferior** (PCI) cuando el H_2O en los productos está en forma de vapor (Fig. 15-19). Los dos poderes caloríficos se relacionan por medio de:

$$\text{PCS} = \text{PCI} + (mh_{fg})_{H_2O} \qquad \text{(kJ/kg combustible)} \qquad \textbf{(15-7)}$$

donde m es la masa de H_2O en los productos por unidad de masa de combustible y h_{fg} es la entalpía de vaporización del agua a la temperatura especificada. En la tabla A-27 se proporcionan ambos valores caloríficos, superior e inferior, de combustibles utilizados normalmente.

El poder calorífico o entalpía de combustión de un combustible puede determinarse a partir de conocer la entalpía de formación para los compuestos implicados. Esto se ilustra con el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 15-5 **Evaluación de la entalpía de combustión**

Determine la entalpía de combustión del octano líquido (C_8H_{18}) a 25°C y 1 atm, utilizando los datos de entalpía de formación de la tabla A-26. Suponga que el agua en los productos está en forma líquida.

Solución Se debe determinar la entalpía de combustión de un combustible utilizando datos de entalpía de formación.

Propiedades La entalpía de formación a 25°C y 1 atm es −393 520 kJ/kmol para el CO_2, −285 830 kJ/kmol para el H_2O (ℓ) y −249 950 kJ/kmol para el $C_8H_{18}(\ell)$ (tabla A-26).

Análisis La combustión de C_8H_{18} se ilustra en la figura 15-20. La ecuación estequiométrica para esta reacción es

$$C_8H_{18} + a_{th}(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O(\ell) + 3.76a_{th}N_2$$

Tanto los reactivos como los productos están en el estado de referencia estándar de 25°C y 1 atm. Además, N_2 y O_2 son elementos estables, por lo que su entalpía de formación es cero. En ese caso la entalpía de combustión del C_8H_{18} se transforma en (Ec. 15-6)

$$\begin{aligned}\bar{h}_C &= H_{prod} - H_{react} \\ &= \sum N_p \bar{h}^\circ_{f,p} - \sum N_r \bar{h}^\circ_{f,r} = (N\bar{h}^\circ_f)_{CO_2} + (N\bar{h}^\circ_f)_{H_2O} - (N\bar{h}^\circ_f)_{C_8H_{18}}\end{aligned}$$

Sustituyendo,

$$\begin{aligned}\bar{h}_C &= (8\text{ kmol})(-393\,520\text{ kJ/kmol}) + (9\text{ kmol})(-285\,830\text{ kJ/kmol}) \\ &\quad -(1\text{ kmol})(-249\,950\text{ kJ/kmol}) \\ &= \mathbf{-5\,471\,000\text{ kJ/kmol } C_8H_{18} = -47\,891\text{ kJ/kg } C_8H_{18}}\end{aligned}$$

lo cual es prácticamente idéntico al valor de 47 890 kJ/kg en la tabla A-27. Dado que se supone que el agua en los productos estará en la fase líquida, este valor h_C corresponde al PCS del C_8H_{18}.

Explicación Se puede demostrar que el resultado para octano gaseoso es −5 512 200 kJ/kmol o −48 255 kJ/kg.

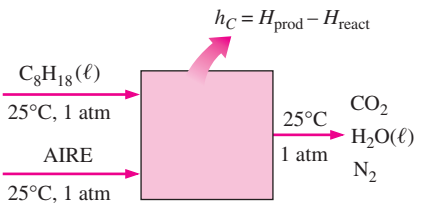


FIGURA 15-20
Esquema para el ejemplo 15-5.

Cuando se conoce la composición exacta del combustible, su *entalpía de combustión* se determina empleando la entalpía de los datos de formación como se mostró antes. Pero para combustibles con considerables variaciones en la composición dependiendo de la fuente, como el carbón mineral, el gas natural y el combustóleo, es más práctico determinar su entalpía de combustión de modo experimental quemándolo directamente en una bomba calorimétrica a volumen constante o en un dispositivo de flujo estable.

15-4 ▪ ANÁLISIS DE LA PRIMERA LEY DE SISTEMAS REACTIVOS

El balance de energía (o primera ley) desarrollado en los capítulos 4 y 5 es aplicable por igual a sistemas reactivos y no reactivos. Sin embargo, los sistemas químicamente reactivos implican cambios en su energía química y, en consecuencia, resulta más conveniente reescribir las relaciones de balance y energía en forma tal que los cambios en las energías químicas se expresen de modo explícito. Primero para sistemas de flujo estable, y luego para sistemas cerrados.

Sistemas de flujo estable

Antes de escribir la relación del balance de energía, es necesario expresar la entalpía de un componente en una forma adecuada para usarla en sistemas reactivos. Es decir, se necesita expresar la entalpía tal como es relativa al es-

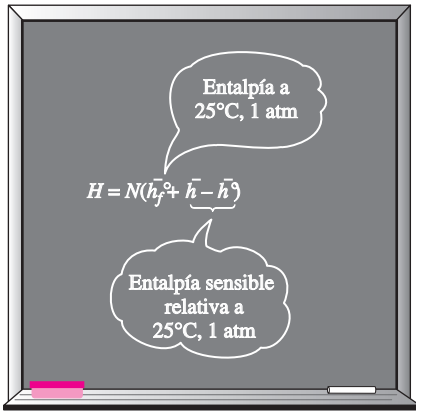


FIGURA 15-21

La entalpía de un componente químico a un estado especificado es la suma de la entalpía del componente a 25°C, 1 atm (h°_f), y la entalpía sensible del componente relativa a 25°C y 1 atm.

tado de referencia estándar y al término de la energía química que aparece explícitamente. Cuando se expresa de manera adecuada, el término entalpía debe reducirse a la entalpía de formación $\bar{h}_f^\circ$ en el estado de referencia estándar. Con esto en mente, se expresa la entalpía de un componente por unidad de mol como (Fig. 15-21)

$$\text{Entalpía} = \bar{h}_f^\circ + (\bar{h} - \bar{h}^\circ) \qquad \text{(kJ/kmol)}$$

donde el término entre paréntesis representa la entalpía sensible relativa al estado de referencia estándar, que es la diferencia entre $\bar{h}$ (la entalpía sensible en el estado especificado) y $\bar{h}^\circ$ (la entalpía sensible en el estado de referencia estándar de 25°C y 1 atm). Esta definición permite utilizar valores de entalpía de las tablas sin que importe el estado de referencia utilizado en la construcción.

Cuando los cambios de energías cinética y potencial son insignificantes, la relación de balance de energía para un sistema de flujo estable $\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}}$ se puede expresar para un *sistema de flujo estable químicamente reactivo* más explícitamente como

$$\underbrace{\dot{Q}_{\text{ent}} + \dot{W}_{\text{ent}} + \sum \dot{n}_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía hacia el}\\ \text{sistema por el calor, el trabajo y la masa}}} = \underbrace{\dot{Q}_{\text{sal}} + \dot{W}_{\text{sal}} + \sum \dot{n}_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía fuera del}\\ \text{sistema por el calor, el trabajo y la masa}}} \qquad \textbf{(15-8)}$$

donde $\dot{n}_p$ y $\dot{n}_r$ representan las relaciones de flujo molares del producto p y el reactivo r, respectivamente.

En el análisis de combustión conviene más trabajar con cantidades expresadas *por mol de combustible*. Tal relación se obtiene al dividir cada término de la ecuación anterior entre la relación de flujo molar del combustible, produciendo

$$\underbrace{Q_{\text{ent}} + W_{\text{ent}} + \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía hacia el sistema}\\ \text{por mol de combustible mediante}\\ \text{el calor, el trabajo y la masa}}} = \underbrace{Q_{\text{sal}} + W_{\text{sal}} + \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p}_{\substack{\text{Transferencia neta de energía fuera del}\\ \text{sistema por mol de combustible mediante}\\ \text{el calor, el trabajo y la masa}}} \qquad \textbf{(15-9)}$$

donde N_r y N_p representan el número de moles del reactivo r y el producto p, respectivamente, por mol de combustible. Observe que $N_r = 1$ para el combustible, y que los otros valores de N_r y N_p pueden sacarse directamente de la ecuación de combustión balanceada. Considerando la transferencia de calor *hacia* el sistema y el trabajo realizado *por* el sistema como cantidades *positivas*, la relación de balance de energía anterior se expresa de una manera más compacta como

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \qquad \textbf{(15-10)}$$

o como

$$Q - W = H_{\text{prod}} - H_{\text{reacc}} \qquad \text{(kJ/kmol combustible)} \qquad \textbf{(15-11)}$$

donde

$$H_{\text{prod}} = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p \qquad \text{(kJ/kmol combustible)}$$

$$H_{\text{reacc}} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \qquad \text{(kJ/kmol combustible)}$$

Si se dispone de la entalpía de combustión $\bar{h}_C^\circ$ para una reacción particular, la ecuación de energía de flujo estable por mol de combustible se expresa como

$$Q - W = \bar{h}_C^\circ + \sum N_p(\bar{h} - \bar{h}^\circ)_p - \sum N_r(\bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \qquad \text{(kJ/kmol)} \qquad \textbf{(15-12)}$$

Las anteriores relaciones de balance de energía se escriben a veces sin el término trabajo, pues la mayor parte de los procesos de combustión de flujo estable no implican ninguna interacción de este tipo.

Una cámara de combustión generalmente involucra salida de calor pero no entrada de calor. Entonces el balance de energía para *un proceso típico de combustión de flujo estable* se convierte en

$$Q_{\text{sal}} = \underbrace{\sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r}_{\substack{\text{Energía hacia el sistema mediante}\\ \text{la masa por mol de combustible}}} - \underbrace{\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p}_{\substack{\text{Energía fuera del sistema mediante}\\ \text{la masa por mol de combustible}}} \qquad \textbf{(15-13)}$$

Esto expresa que la salida de calor durante un proceso de combustión simplemente es la diferencia entre la energía de los reactivos que entran y la energía de los productos que dejan la cámara de combustión.

Sistemas cerrados

La relación general de balance de energía para un sistema cerrado $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ se expresa para un *sistema cerrado químicamente reactivo* estacionario como

$$(Q_{\text{ent}} - Q_{\text{sal}}) + (W_{\text{ent}} - W_{\text{sal}}) = U_{\text{prod}} - U_{\text{react}} \qquad \text{(kJ/kmol combustible)} \qquad \textbf{(15-14)}$$

donde U_{prod} representa la energía interna de todos los productos, y U_{react} es la energía interna de los reactivos. Para evitar el uso de otra propiedad —*la energía interna de formación* $\bar{u}_f^\circ$— se utiliza la definición de entalpía ($\bar{u} = \bar{h} - P\bar{v}$ o $\bar{u}_f^\circ + \bar{u} - \bar{u}^\circ = \bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - Pv$) y expresa la ecuación anterior como (Fig. 15-22):

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_r \qquad \textbf{(15-15)}$$

donde hemos tomado la transferencia de calor *hacia* el sistema y el trabajo realizado *por* el sistema como cantidades *positivas*. Los términos $P\bar{v}$ son insignificantes para sólidos y líquidos y pueden sustituirse por R_uT para gases que se comportan como un gas ideal. También, si se desea, los términos $\bar{h} - P\bar{v}$ en la ecuación 15-15 pueden sustituirse por $\bar{u}$.

El término trabajo en la ecuación 15-15 representa todas las formas de trabajo, incluyendo el trabajo de frontera. En el capítulo 4 se mostró que $\Delta U + W_b = \Delta H$ para sistemas cerrados no reactivos sometidos a un proceso de expansión o compresión a P = constante en cuasiequilibrio. Éste también es el caso para los sistemas químicamente reactivos.

Existen varias consideraciones importantes en el análisis de sistemas reactivos. Por ejemplo, se necesita conocer si el combustible es un sólido, un líquido o un gas, pues la entalpía de formación h_f° de un combustible depende de la fase del combustible. También es necesario conocer el estado del combustible cuando entra a la cámara de combustión para determinar su entalpía. En especial para los cálculos de entropía es importante saber si el combustible y el aire entran a la cámara de combustión premezclados o separadamente. Cuando se enfrían los productos de combustión hasta temperaturas bajas, se debe considerar la posibilidad de condensación de una parte del vapor de agua en los gases producto.

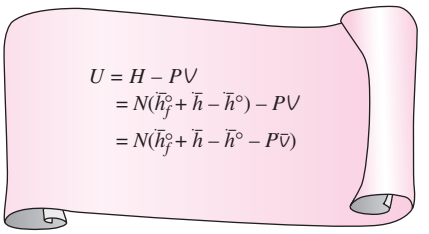


FIGURA 15-22
Una expresión para la energía interna de un componente químico en términos de la entalpía.

EJEMPLO 15-6 Análisis de primera ley de combustión de flujo estable

En una cámara de combustión entra propano líquido (C_3H_8) a 25°C y a una tasa de 0.05 kg/min, donde se mezcla y quema con 50 por ciento de exceso de aire que entra a la cámara de combustión a 7°C, como se indica en la figura 15-23. Un análisis de los gases de combustión revela que todo el hidrógeno en el combustible se convierte en H_2O pero sólo 90 por ciento del carbono

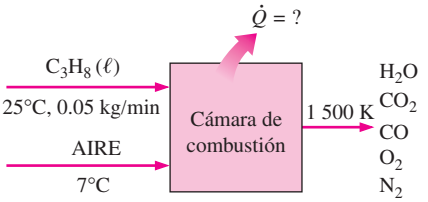


FIGURA 15-23
Esquema para el ejemplo 15-6.

arde como CO_2, con el restante 10 por ciento formando CO. Si la temperatura de salida de los gases de combustión es 1 500 K, determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión.

Solución Propano líquido se quema de manera estable con exceso de aire. Se busca determinar el flujo másico de aire y la tasa de transferencia de calor.

Suposiciones **1** Existen condiciones estables de operación. **2** El aire y los gases de combustión son gases ideales. **3** Las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis Note que todo el hidrógeno en el combustible se quema en H_2O pero 10 por ciento del carbono se quema de manera incompleta y forma CO. Además, el combustible es quemado con exceso de aire y por lo tanto existirá algún O_2 libre en los gases producto.

La cantidad teórica de aire está determinada a partir de la reacción estequiométrica como

$$C_3H_8(\ell) + a_{th}(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O + 3.76a_{th}N_2$$

Balance de O_2: $\quad a_{th} = 3 + 2 = 5$

En ese caso, la ecuación balanceada para el proceso de combustión real con 50 por ciento de exceso de aire y un poco de CO en los productos se convierte en

$$C_3H_8(\ell) + 7.5(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 2.7CO_2 + 0.3CO + 4H_2O + 2.65O_2 + 28.2N_2$$

a) La relación aire-combustible para este proceso de combustión es

$$AC = \frac{m_{aire}}{m_{comb}} = \frac{(7.5 \times 4.76 \text{ kmol})(29 \text{ kg/kmol})}{(3 \text{ kmol})(12 \text{ kg/kmol}) + (4 \text{ kmol})(2 \text{ kg/kmol})}$$
$$= 25.53 \text{ kg aire/kg de combustible}$$

Por ende,

$$\dot{m}_{aire} = (AC)(\dot{m}_{combustible})$$
$$= (23.53 \text{ kg aire/kg combustible})(0.05 \text{ kg combustible/min})$$
$$= \mathbf{1.18 \text{ kg aire/min}}$$

b) La transferencia de calor para este proceso de combustión de flujo estable se determina a partir del balance de energía de flujo estable $E_{salida} = E_{entrada}$ aplicada sobre la cámara de combustión por unidad mol de combustible,

$$Q_{sal} + \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

o

$$Q_{sal} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r - \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p$$

Si se supone que el aire y los productos de combustión serán gases ideales, se tiene que $h = h(T)$, y empleando datos de las tablas de propiedades se forma la siguiente minitabla:

Sustancia	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{h}_{280\ K}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\ K}$ kJ/kmol	$\bar{h}_{1\ 500\ K}$ kJ/kmol
$C_3H_8(\ell)$	−118 910	—	—	—
O_2	0	8 150	8 682	49 292
N_2	0	8 141	8 669	47 073
$H_2O(g)$	−241 820	—	9 904	57 999
CO_2	−393 520	—	9 364	71 078
CO	−110 530	—	8 669	47 517

La $\bar{h}_f^\circ$ del propano líquido se obtiene restando la $\bar{h}_{fg}$ de propano a 25°C de la $\bar{h}_f^\circ$ del gas propano. La sustitución produce

$$\begin{aligned} Q_{sal} &= (1\ \text{kmol}\ C_3H_8)[(-118\,910 + h_{298} - h_{298})\ \text{kJ/kmol}\ C_3H_8] \\ &\quad + (7.5\ \text{kmol}\ O_2)[(0 + 8\,150 - 8\,682)\ \text{kJ/kmol}\ O_2] \\ &\quad + (28.2\ \text{kmol}\ N_2)[(0 + 8\,141 - 8\,669)\ \text{kJ/kmol}\ N_2] \\ &\quad - (2.7\ \text{kmol}\ CO_2)[(-393\,520 + 71\,078 - 9\,364)\ \text{kJ/kmol}\ CO_2] \\ &\quad - (0.3\ \text{kmol}\ CO)[(-110\,530 + 47\,517 - 8\,669)\ \text{kJ/kmol}\ CO] \\ &\quad - (4\ \text{kmol}\ H_2O)[(-241\,820 + 57\,999 - 9\,904)\ \text{kJ/kmol}\ H_2O] \\ &\quad - (2.65\ \text{kmol}\ O_2)[(0 + 49\,292 - 8\,682)\ \text{kJ/kmol}\ O_2] \\ &\quad - (28.2\ \text{kmol}\ N_2)[(0 + 47\,073 - 8\,669)\ \text{kJ/kmol}\ N_2] \\ &= 363\,880\ \text{kJ/kmol de}\ C_3H_8 \end{aligned}$$

De este modo, 363 880 kJ de calor se transfieren desde la cámara de combustión por cada kmol (44 kg) de propano. Esto corresponde a 363 880/44 = 8 270 kJ de calor perdido por kilogramo de propano. Así, la tasa de transferencia de calor para un flujo másico de 0.05 kg/min para el propano es

$$\dot{Q}_{sal} = \dot{m}q_{sal} = (0.05\ \text{kg/min})(8\,270\ \text{kJ/kg}) = 413.5\ \text{kJ/min} = \mathbf{6.89\ kW}$$

EJEMPLO 15-7 Análisis de primera ley de la combustión en una bomba

El recipiente de volumen constante que se ilustra en la figura 15-24 contiene 1 lbmol de gas metano (CH_4) y 3 lbmol de O_2 a 77°F y 1 atm. Los contenidos del recipiente se encienden y el gas metano se quema por completo. Si la temperatura final es de 1 800 R, determine *a*) la presión final en el recipiente y *b*) la transferencia de calor durante este proceso.

Solución El metano se quema en un recipiente rígido. Hay que determinar la presión en el recipiente después de la combustión y la transferencia de calor.

Suposiciones **1** El combustible se quema completamente y por ello todo el carbono en el combustible se quema en CO_2 y todo el hidrógeno lo hace en H_2O. **2** El combustible, el aire y los gases de combustión son gases ideales. **3** Las energías cinética y potencial son insignificantes. **4** No se involucran interacciones de trabajo.

Análisis La ecuación de combustión balanceada es

$$CH_4(g) + 3O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2$$

a) A una temperatura de 1 800 R, el agua existe en la fase gaseosa. Suponga que tanto los reactivos como los productos son gases ideales, y que la presión final en el recipiente es

$$\left.\begin{aligned} P_{react}V &= N_{react}R_uT_{react} \\ P_{prod}V &= N_{prod}R_uT_{prod} \end{aligned}\right\} \quad P_{prod} = P_{react}\left(\frac{N_{prod}}{N_{react}}\right)\left(\frac{T_{prod}}{T_{react}}\right)$$

Si se sustituye se obtiene

$$P_{prod} = (1\ \text{atm})\left(\frac{4\ \text{lbmol}}{4\ \text{lbmol}}\right)\left(\frac{1\,800\ \text{R}}{537\ \text{R}}\right) = \mathbf{3.35\ atm}$$

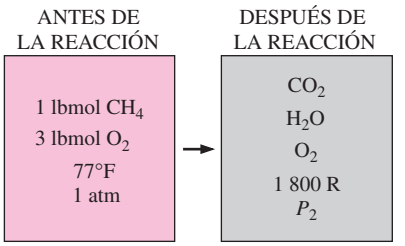


FIGURA 15-24
Esquema para el ejemplo 15-7.

b) Si se observa que el proceso no involucra interacciones de trabajo, la transferencia de calor durante este proceso de combustión a volumen constante puede determinarse a partir del balance de energía $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ aplicado al recipiente

$$-Q_{\text{sal}} = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_r$$

Puesto que a los reactivos y a los productos se les considera gases ideales, toda la energía interna y las entalpías dependen tan sólo de la temperatura, y los términos $P\bar{v}$ en esta ecuación pueden reemplazarse por $R_u T$. Esto da como resultado,

$$Q_{\text{sal}} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ - R_u T)_r - \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h}_{1\,800\text{ R}} - \bar{h}_{537\text{ R}} - R_u T)_p$$

puesto que los reactivos están a la temperatura de referencia estándar de 537 R. De $\bar{h}_f^\circ$ y las tablas de gases ideales, en el apéndice,

Sustancia	$\bar{h}_f^\circ$ Btu/lbmol	$\bar{h}_{537\text{ R}}$ Btu/lbmol	$\bar{h}_{1\,800\text{ R}}$ Btu/lbmol
CH_4	−32 210	—	—
O_2	0	3 725.1	13 485.8
CO_2	−169 300	4 027.5	18 391.5
$H_2O(g)$	−104 040	4 258.0	15 433.0

Si se sustituye, se tiene

$$\begin{aligned} Q_{\text{sal}} = {} & (1\text{ lbmol } CH_4)[(-32\,210 - 1.986 \times 537)\text{ Btu/lbmol } CH_4] \\ & + (3\text{ lbmol } O_2)[(0 - 1.986 \times 537)\text{ Btu/lbmol } O_2] \\ & - (1\text{ lbmol } CO_2)[(-169\,300 + 18\,391.5 - 4\,027.5 - 1.986 \times 1\,800) \\ & \quad \text{Btu/lbmol } CO_2] \\ & - (2\text{ lbmol } H_2O)[(-104\,040 + 15\,433.0 - 4\,258.0 - 1.986 \times 1\,800) \\ & \quad \text{Btu/lbmol } H_2O] \\ & - (1\text{ lbmol } O_2)[(0 + 13\,485.8 - 3\,725.1 - 1.986 \times 1\,800)\text{ Btu/lbmol } O_2] \\ = {} & \mathbf{308\,730\text{ Btu/lbmol } CH_4} \end{aligned}$$

Explicación Por unidad de masa, la transferencia de calor desde el recipiente sería 308 730/16 = 19 300 Btu/lbm de metano.

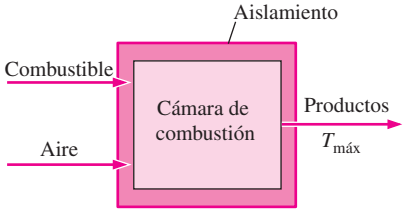


FIGURA 15-25

La temperatura de una cámara de combustión será máxima cuando la combustión sea completa y no se libere calor hacia los alrededores ($Q = 0$).

15-5 ▪ TEMPERATURA DE FLAMA ADIABÁTICA

En ausencia de cualquier interacción de trabajo y cambios cualesquiera en las energías cinética y potencial, la energía química liberada durante un proceso de combustión se pierde como calor hacia los alrededores o se usa internamente para elevar la temperatura de los productos de combustión. Cuanto más pequeña es la pérdida de calor, tanto mayor resulta el aumento de la temperatura. En el caso límite en que no haya pérdida de calor hacia los alrededores ($Q = 0$), la temperatura de los productos alcanzará un máximo, conocido como **temperatura de flama adiabática** o de **combustión adiabática** de la reacción (Fig. 15-25).

La temperatura de flama adiabática de un proceso de combustión de flujo estable se determina de la ecuación 15-11 al establecer $Q = 0$ y $W = 0$. Esto produce

$$H_{prod} = H_{react} \tag{15-16}$$

o

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \tag{15-17}$$

Una vez que se especifican los reactivos y sus estados, resulta fácil determinar la entalpía de los reactivos H_{react}. Sin embargo, debido a que la temperatura de los productos no se conoce antes de los cálculos, el cálculo de la entalpía de los productos H_{prod} no es directo. Por consiguiente, la determinación de la temperatura de flama adiabática requiere el uso de una técnica iterativa, a menos que se disponga de ecuaciones para los cambios de entalpía sensible de los productos de combustión. Se supone una temperatura para los gases producto, y la H_{prod} se determina para esta temperatura. Si ésta no es igual a H_{react}, los cálculos se repiten con otra temperatura. La temperatura de flama adiabática se determina luego a partir de estos dos resultados mediante interpolación. Cuando el oxidante es aire, los gases producto se componen principalmente de N_2 y una buena primera suposición para la temperatura de flama adiabática se obtiene tratando todos los gases producto como N_2.

En las cámaras de combustión, la temperatura más alta a la que un material puede exponerse está limitada por consideraciones metalúrgicas. Por consiguiente, la temperatura de flama adiabática es una consideración importante en el diseño de las cámaras de combustión, de las turbinas de gas y de toberas. Las máximas temperaturas de estos dispositivos son bastante menores que la temperatura de flama adiabática; sin embargo, puesto que la combustión suele ser incompleta, se presentan algunas pérdidas de calor y algunos gases de combustión se disocian a altas temperaturas (Fig. 15-26). La temperatura máxima en una cámara de combustión puede controlarse ajustando la cantidad de exceso de aire, que sirve como refrigerante.

Note que la temperatura de flama adiabática de un combustible no es única. Su valor depende de: 1) el estado de los reactivos, 2) el grado al que se completa la reacción y 3) la cantidad de aire utilizado. Para un combustible especificado a un estado especificado que se quema con aire a un estado especificado, *la temperatura de flama adiabática alcanza su valor máximo cuando sucede la combustión completa con la cantidad teórica de aire.*

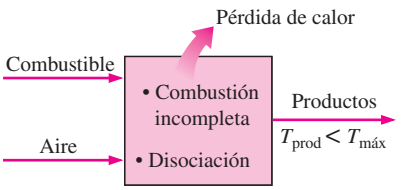


FIGURA 15-26

La temperatura máxima encontrada en una cámara de combustión es menor que la temperatura de flama adiabática teórica.

EJEMPLO 15-8 Temperatura de flama adiabática en combustión estable

A la cámara de combustión de una turbina de gas entra octano líquido (C_8H_{18}) de manera estable a 1 atm y 25°C, y se quema con aire que entra a la cámara en el mismo estado, como se ilustra en la figura 15-27. Determine la temperatura de flama adiabática para *a*) una combustión completa con 100 por ciento de aire teórico, *b*) una combustión completa con 400 por ciento de aire teórico y *c*) una combustión incompleta (un poco de CO en los productos) con 90 por ciento de aire teórico.

Solución El octano líquido se quema de manera estable. Es necesario determinar la temperatura de flama adiabática para diferentes casos.

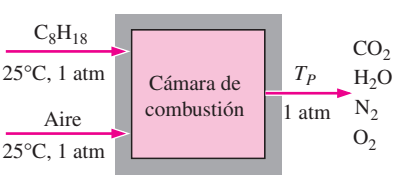


FIGURA 15-27

Esquema para el ejemplo 15-8.

Suposiciones **1** Se trata de un proceso de combustión de flujo estable. **2** La cámara de combustión es adiabática. **3** No existen interacciones de trabajo. **4** El aire y los gases de combustión son gases ideales. **5** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Análisis *a*) La ecuación balanceada para el proceso de combustión con la cantidad teórica de aire es

$$C_8H_{18}(\ell) + 12.5(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2$$

La relación de la temperatura de flama adiabática $H_{prod} = H_{react}$ en este caso se reduce a

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r \bar{h}_{f,r}^\circ = (N\bar{h}_f^\circ)_{C_8H_{18}}$$

puesto que todos los reactivos están en el estado de referencia estándar y $\bar{h}_f^\circ = 0$ para O_2 y N_2. Los valores $\bar{h}_f^\circ$ y h de diversos componentes a 298 K son

Sustancia	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\ K}$ kJ/kmol
$C_8H_{18}(\ell)$	−249 950	—
O_2	0	8 682
N_2	0	8 669
$H_2O(g)$	−241 820	9 904
CO_2	−393 520	9 364

Si se sustituye se tiene

$$\begin{aligned}
&(8\ \text{kmol}\ CO_2)[(-393\,520 + \bar{h}_{CO_2} - 9\,364)\ \text{kJ/kmol}\ CO_2] \\
&+ (9\ \text{kmol}\ H_2O)[(-241\,820 + \bar{h}_{H_2O} - 9\,904)\ \text{kJ/kmol}\ H_2O] \\
&+ (47\ \text{kmol}\ N_2)[(0 + \bar{h}_{N_2} - 8\,669)\ \text{kJ/kmol}\ N_2] \\
&= (1\ \text{kmol}\ C_8H_{18})(-249\,950\ \text{kJ/kmol}\ C_8H_{18})
\end{aligned}$$

lo que produce

$$8\bar{h}_{CO_2} + 9\bar{h}_{H_2O} + 47\bar{h}_{N_2} = 5\,646\,081\ \text{kJ}$$

Parecería una ecuación con tres incógnitas, pero en realidad sólo hay una incógnita —la temperatura de los productos T_{prod}— dado que $h = h(T)$ para gases ideales. Por consiguiente, deberá emplearse un software para resolver ecuaciones tal como el EES o un método de ensayo y error para determinar la temperatura de los productos.

Una primera suposición se obtiene al dividir el lado derecho de la ecuación por el número total de moles, lo que produce 5 646 081/(8 + 9 + 47) = 88 220 kJ/kmol. Este valor de entalpía corresponderá a aproximadamente 2 650 K para N_2, 2 100 K para H_2O y 1 800 K para CO_2. Observe que la mayoría de las moles son N_2, por lo que T_{prod} se acercará a 2 650 K, pero será algo inferior a dicho valor. Por lo tanto, una primera buena suposición es 2 400 K. A esta temperatura,

$$\begin{aligned}
8\bar{h}_{CO_2} + 9\bar{h}_{H_2O} + 47\bar{h}_{N_2} &= 8 \times 125\,152 + 9 \times 103\,508 + 47 \times 79\,320 \\
&= 5\,660\,828\ \text{kJ}
\end{aligned}$$

Este valor es más alto que 5 646 081 kJ. Por consiguiente, la temperatura real estará ligeramente por debajo de 2 400 K. A continuación elegimos 2 350 K. Esto produce

$$8 \times 122\,091 + 9 \times 100\,846 + 47 \times 77\,496 = 5\,526\,654$$

que es inferior a 5 646 081 kJ. En consecuencia, la temperatura real de los productos está entre 2 350 y 2 400 K. Por interpolación, se encuentra que su valor será $T_{prod} = \mathbf{2\,395\ K}$.

b) La ecuación balanceada para el proceso de combustión completo con 400 por ciento de aire teórico es

$$C_8H_{18}(\ell) + 50(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 37.5O_2 + 188N_2$$

Al seguir el procedimiento utilizado en *a*), la temperatura de flama adiabática en este caso se determina como $T_{prod} = \mathbf{962\ K}$.

Note que la temperatura de los productos disminuye significativamente como resultado de usar exceso de aire.

c) La ecuación balanceada para el proceso de combustión incompleta con 90 por ciento de aire teórico es

$$C_8H_{18}(\ell) + 11.25(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 5.5CO_2 + 2.5CO + 9H_2O + 42.3N_2$$

Si se sigue el procedimiento utilizado en *a*), se verá en este caso que la temperatura de flama adiabática será $T_{prod} = \mathbf{2\,236\ K}$.

Explicación Observe que la temperatura de flama adiabática disminuye como consecuencia de la combustión incompleta o del uso de exceso de aire. Además, *la temperatura de flama adiabática máxima se alcanza cuando la combustión completa ocurre con la cantidad teórica de aire.*

15-6 ▪ CAMBIO DE ENTROPÍA DE SISTEMAS REACTIVOS

Hasta ahora se han analizado procesos de combustión desde el punto de vista de la conservación de la masa y la energía. Sin embargo, el análisis termodinámico de un proceso resulta incompleto sin el examen de los aspectos de la segunda ley. De particular interés resultan la exergía y la destrucción de exergía, las cuales se relacionan con la entropía.

Las relaciones de balance de entropía desarrolladas en el capítulo 7 son aplicables tanto a sistemas reactivos como no reactivos, siempre que las entropías de los constituyentes individuales se evalúen de manera apropiada con una base común. El **balance de entropía** para *cualquier sistema* (incluyendo los sistemas reactivos) que experimenta *cualquier proceso* se expresa como

$$\underbrace{S_{ent} - S_{sal}}_{\text{Transferencia neta de entropía por calor y masa}} + \underbrace{S_{gen}}_{\text{Generación de entropía}} = \underbrace{\Delta S_{sis}}_{\text{Cambio de entropía}} \qquad (kJ/K) \qquad \textbf{(15-18)}$$

Utilizando cantidades por unidad mol de combustible y tomando la dirección positiva de la transferencia de calor como aquella que se dirige *hacia* el sistema, la relación de balance de entropía se puede expresar de manera más explícita para un sistema reactivo *cerrado* o de *flujo estable* como (Fig. 15-28)

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{gen} = S_{prod} - S_{react} \qquad (kJ/K) \qquad \textbf{(15-19)}$$

donde T_k es la temperatura en la frontera donde Q_k la cruza. Para un *proceso adiabático* ($Q = 0$), el término de transferencia de entropía desaparece y la ecuación 15-19 se reduce a

$$S_{gen,adiabático} = S_{prod} - S_{react} \geq 0 \qquad \textbf{(15-20)}$$

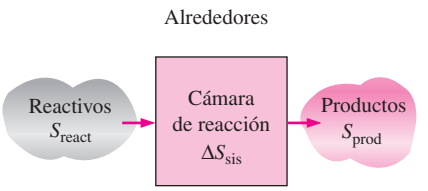


FIGURA 15-28
El cambio de entropía asociado con una reacción química.

La entropía *total* generada durante un proceso se determina al aplicar el balance de entropía a un *sistema extendido* que incluya al sistema mismo y a sus alrededores inmediatos, donde puedan estar ocurriendo irreversibilidades externas. Cuando se evalúa la transferencia de entropía entre un sistema extendido y sus alrededores, la temperatura de frontera del sistema extendido simplemente se toma como la *temperatura ambiente*, como se explicó en el capítulo 7.

La determinación del cambio de entropía asociado con una reacción química parecería directa, salvo por una cosa: las relaciones de entropía para los reactivos y los productos implican las *entropías* de los componentes, *no los cambios de entropía*, como fue el caso para los sistemas no reactivos. De modo que surge el problema de encontrar una base común para la entropía de todas las sustancias, como se hizo con la entalpía. La búsqueda de dicha base común condujo, en los principios del siglo XX, al establecimiento de la **tercera ley de la termodinámica**. La tercera ley se formuló en el capítulo 7 como sigue: *La entropía de una sustancia cristalina pura a la temperatura del cero absoluto es cero.*

Por consiguiente, la tercera ley de la termodinámica proporciona una base absoluta para los valores de entropía para todas las sustancias. Los valores de entropía relativos a esta base reciben el nombre de la **entropía absoluta**. Los valorese $\bar{s}^\circ$ que se incluyen en las tablas A-18 hasta la A-25 para diversos gases como N_2, O_2, CO, CO_2, H_2, H_2O, OH y O, son los *valores de entropía absoluta de gas ideal* a la temperatura especificada y *a una presión de 1 atm*. Los valores de entropía absoluta para diversos combustibles se enumeran en la tabla A-26 junto con los valores $\bar{h}_f^\circ$ en el estado de referencia estándar de 25°C y 1 atm.

La ecuación 15-20 es una relación general para el cambio de entropía de un sistema reactivo. Requiere la determinación de la entropía de cada componente individual de los reactivos y los productos, lo que en general no es fácil de lograr. Es posible simplificar un poco los cálculos de entropía si los componentes gaseosos de los reactivos y los productos se aproximan como gases ideales. Sin embargo, los cálculos de entropía nunca son tan fáciles como los cálculos de la entalpía o la energía interna, puesto que la entropía es una función tanto de la temperatura como de la presión, incluso para gases ideales.

Cuando se evalúa la entropía de un componente de una mezcla de gas ideal, se debe emplear la temperatura y la presión parcial del componente. Observe que la temperatura de un componente es la misma que la temperatura de la mezcla, y que la presión parcial de un componente es igual a la presión de la mezcla multiplicada por la fracción molar del componente.

Los valores de entropía absoluta a presiones diferentes a $P_0 = 1$ atm para cualquier temperatura T pueden obtenerse de la relación del cambio de entropía del gas ideal escrita para un proceso isotérmico imaginario entre los estados (T,P_0) y (T,P), como se ilustra en la figura 15-29:

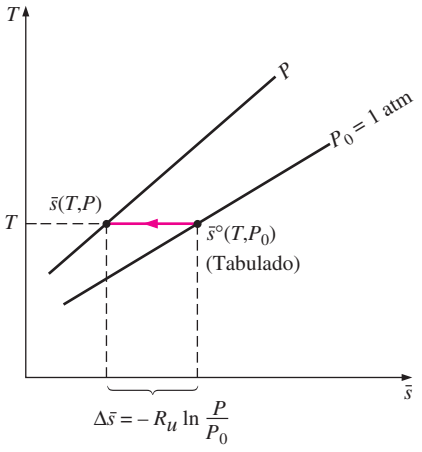


FIGURA 15-29
A una temperatura específica, la entropía absoluta de un gas ideal a presiones diferentes a $P_0 = 1$ atm puede determinarse al sustraer $R_u \ln (P/P_0)$ del valor tabulado a 1 atm.

$$\bar{s}(T,P) = \bar{s}^\circ(T,P_0) - R_u \ln \frac{P}{P_0} \qquad \textbf{(15-21)}$$

Para el componente i de una mezcla de gases ideales, esta relación puede escribirse como

$$\bar{s}_i(T,P_i) = \bar{s}_i^\circ(T,P_0) - R_u \ln \frac{y_i P_m}{P_0} \qquad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \qquad \textbf{(15-22)}$$

donde $P_0 = 1$ atm, P_i es la presión parcial, y_i es la fracción molar del componente y P_m es la presión total de la mezcla.

Si una mezcla de gas está relativamente a una presión alta o a baja temperatura, la desviación del comportamiento de gas ideal debe tomarse en cuenta incorporando ecuaciones de estado más exactas o las gráficas generalizadas de entropía.

15-7 ▪ ANÁLISIS DE SEGUNDA LEY DE SISTEMAS REACTIVOS

Una vez que se evalúa el cambio de entropía total o la generación de entropía, la **exergía destruida** $X_{\text{destruida}}$ asociada con una reacción química puede determinarse de:

$$X_{\text{destruida}} = T_0 S_{\text{gen}} \qquad \text{(kJ)} \tag{15-23}$$

donde T_0 es la temperatura absoluta de los alrededores.

Cuando se analizan sistemas reactivos se tiene más interés por los cambios en la exergía de los sistemas reactivos que en los valores de exergía en varios estados (Fig. 15-30). Recuerde del capítulo 8 que el **trabajo reversible** W_{rev} representa el trabajo máximo que puede efectuarse durante un proceso. En ausencia de cualquier cambio en las energías cinética y potencial, la relación del trabajo reversible para un proceso de combustión de flujo estable que incluye transferencia de calor únicamente con los alrededores a T_0 puede obtenerse reemplazando los términos de entalpía por $\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ$, lo que produce

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0\bar{s})_r - \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0\bar{s})_p \tag{15-24}$$

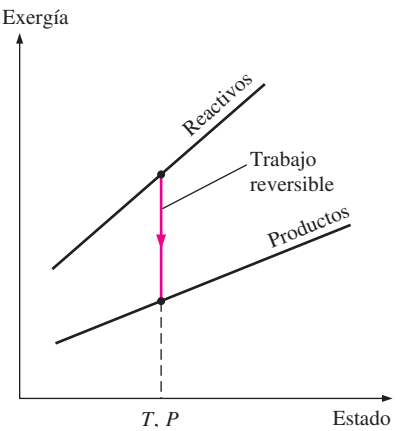


FIGURA 15-30
La diferencia entre la exergía de los reactivos y de los productos durante una reacción química es el trabajo reversible asociado con esa reacción.

Una situación interesante surge cuando tanto los reactivos como los productos están a la temperatura de los alrededores T_0. En este caso, $\bar{h} - T_0\bar{s} = (\bar{h} - T_0\bar{s})_{T_0} = \bar{g}_0$, que es, por definición, la **función de Gibbs** por unidad mol de una sustancia a temperatura T_0. La relación del W_{rev} en este caso se escribe como

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r\bar{g}_{0,r} - \sum N_p\bar{g}_{0,p} \tag{15-25}$$

o

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r(\bar{g}_f^\circ + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}^\circ)_r - \sum N_p(\bar{g}_f^\circ + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}^\circ)_p \tag{15-26}$$

donde $\bar{g}_f^\circ$ es la función de Gibbs de formación ($\bar{g}_f^\circ = 0$ para elementos estables como N_2 y O_2 en el estado de referencia estándar de 25°C y 1 atm, justo como la entalpía de formación) y $\bar{g}_{T_0} - \bar{g}^\circ$ representa el valor de la función de Gibbs sensible de una sustancia a temperatura T_0 relativa al estado de referencia estándar.

En el caso muy especial en el que $T_{\text{react}} = T_{\text{prod}} = T_0 = 25°\text{C}$ (por ejemplo, los reactivos, los productos y los alrededores están a 25°C) y la presión parcial $P_i = 1$ atm para cada componente de los reactivos y los productos, la ecuación 15-26 se reduce a

$$W_{\text{rev}} = \sum N_r\bar{g}_{f,r}^\circ - \sum n_p\bar{g}_{f,p}^\circ \qquad \text{(kJ)} \tag{15-27}$$

Se puede concluir, de acuerdo con la ecuación anterior, que el valor de $-\bar{g}_f^\circ$ (el negativo de la función de formación de Gibbs a 25°C y 1 atm) de un compuesto representa el *trabajo reversible* asociado con la formación de ese compuesto a partir de sus elementos estables a 25°C y 1 atm en un ambiente a 25°C y 1 atm (Fig. 15-31). Los valores de $\bar{g}_f^\circ$ de varias sustancias se incluyen en la tabla A-26.

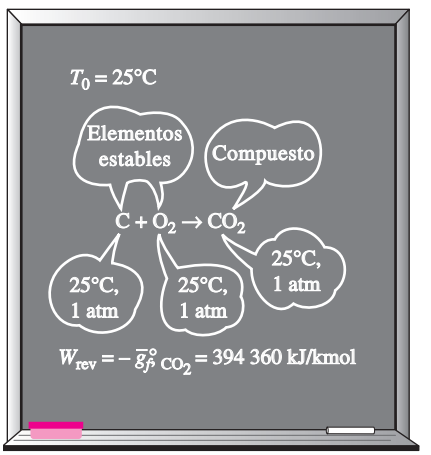


FIGURA 15-31
El negativo de la función de formación de Gibbs de un compuesto a 25°C y 1 atm, representa el trabajo reversible asociado con la formación de ese compuesto a partir de sus elementos estables a 25°C y 1 atm en un ambiente que está a 25°C, 1 atm.

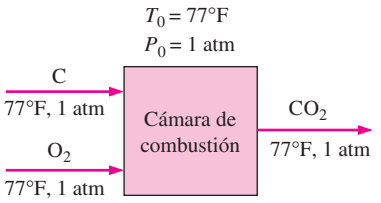


FIGURA 15-32
Esquema para el ejemplo 15-9.

EJEMPLO 15-9 Trabajo reversible asociado a un proceso de combustión

Una lbmol de carbono a 77°F y 1 atm se quema de manera estable con 1 lbmol de oxígeno en el mismo estado, como se indica en la figura 15-32. El CO_2 formado durante el proceso se lleva después a 77°F y 1 atm, esto es, las condiciones de los alrededores. Suponiendo que la combustión es completa, determine el trabajo reversible para este proceso.

Solución El carbono se quema de manera estable con oxígeno puro. Determine el trabajo reversible asociado con este proceso.

Suposiciones **1** La combustión es completa. **2** Existen condiciones de flujo estable durante la combustión. **3** El oxígeno y los gases de combustión son gases ideales. **4** Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.

Propiedades La función de formación de Gibbs a 77°F y 1 atm es 0 para el C y el O_2, y −169 680 Btu/lbmol para el CO_2. La entalpía de formación es 0 para el C y el O_2 y −169 300 Btu/lbmol para el CO_2. La entropía absoluta es de 1.36 Btu/lbmol · R para el C, 49.00 Btu/lbmol · R para el O_2 y 51.07 Btu/lbmol · R para el CO_2 (tabla A-26E).

Análisis La ecuación de combustión es

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

El C, O_2 y CO_2 están a 77°F y 1 atm, que es el estado de referencia estándar y también el estado de los alrededores. En consecuencia, el trabajo reversible en este caso es simplemente la diferencia entre la función de formación de Gibbs de los reactivos y la correspondiente a los productos (Ec. 15-27):

$$\begin{aligned} W_{\text{rev}} &= \sum N_r \bar{g}^\circ_{f,r} - \sum N_p \bar{g}^\circ_{f,p} \\ &= N_C \bar{g}^\circ_{f,C}{}^{\nearrow 0} + N_{O_2} \bar{g}^\circ_{f,O_2}{}^{\nearrow 0} - N_{CO_2} \bar{g}^\circ_{f,CO_2} = -N_{CO_2} \bar{g}^\circ_{f,CO_2} \\ &= (-1 \text{ lbmol})(-169\,680 \text{ Btu/lbmol}) \\ &= \mathbf{169\,680 \text{ Btu}} \end{aligned}$$

puesto que la $\bar{g}^\circ_f$ de elementos estables a 77°F y 1 atm es cero. Por lo tanto, 169 680 Btu de trabajo podrían efectuarse cuando 1 lbmol de C se quema con 1 lbmol de O_2 a 77°F y 1 atm en un ambiente en el mismo estado. El trabajo reversible en este caso representa la exergía de los reactivos porque el producto (el CO_2) se encuentra en el estado de los alrededores.

Explicación También se podría determinar el trabajo reversible sin incluir la función de Gibbs empleando la ecuación 15-24:

$$\begin{aligned} W_{\text{rev}} &= \sum N_r (\bar{h}^\circ_f + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0 \bar{s})_r - \sum N_p (\bar{h}^\circ_f + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0 \bar{s})_p \\ &= \sum N_r (\bar{h}^\circ_f - T_0 \bar{s})_r - \sum N_p (\bar{h}^\circ_f - T_0 \bar{s})_p \\ &= N_C (\bar{h}^\circ_f - T_0 \bar{s}^\circ)_C + N_{O_2} (\bar{h}^\circ_f - T_0 \bar{s}^\circ)_{O_2} - N_{CO_2} (\bar{h}^\circ_f - T_0 \bar{s}^\circ)_{CO_2} \end{aligned}$$

Si se sustituyen los valores de la entalpía de formación y de la entropía absoluta se obtiene

$$\begin{aligned} W_{\text{rev}} &= (1 \text{ lbmol C})[0 - (537 \text{ R})(1.36 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R})] \\ &\quad + (1 \text{ lbmol } O_2)[0 - (537 \text{ R})(49.00 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R})] \\ &\quad - (1 \text{ lbmol } CO_2)[-169\,300 \text{ Btu/lbmol} - (537 \text{ R})(51.07 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R})] \\ &= \mathbf{169\,680 \text{ Btu}} \end{aligned}$$

el cual es prácticamente idéntico al resultado obtenido antes.

EJEMPLO 15-10 Análisis de segunda ley de combustión adiabática

A una cámara de combustión adiabática de flujo estable entra gas metano (CH_4) a 25°C y 1 atm. Se quema con 50 por ciento de exceso de aire que también entra a 25°C y 1 atm, como se muestra en la figura 15-33. Suponga que la combustión es completa y determine *a*) la temperatura de los productos, *b*) la generación de entropía, y *c*) el trabajo reversible y la destrucción de exergía. Suponga que $T_0 = 298$ K y que los productos salen de la cámara de combustión a una presión de 1 atm.

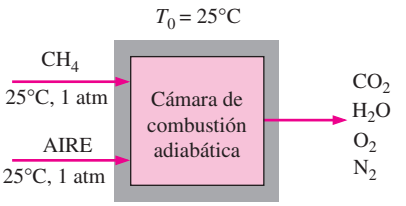


FIGURA 15-33
Esquema para el ejemplo 15-10.

Solución El metano se quema con exceso de aire en una cámara de combustión de flujo estable. Se debe determinar la temperatura del producto, la entropía generada, el trabajo reversible y la exergía destruida.

Suposiciones **1** Existen condiciones de flujo estable durante la combustión. **2** El aire y los gases de combustión son gases ideales. **3** Los cambios en las energías cinética y potencial son ínfimos. **4** La cámara de combustión es adiabática y por ello no existe transferencia de calor. **5** La combustión es completa.

Análisis *a*) La ecuación balanceada para el proceso de combustión completo con 50 por ciento de exceso de aire es

$$CH_4(g) + 3(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2 + 11.28N_2$$

En condiciones de flujo estable, la temperatura de flama adiabática se determina a partir de $H_{prod} = H_{react}$, la cual se reduce a

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r \bar{h}_{f,r}^\circ = (N\bar{h}_f^\circ)_{CH_4}$$

puesto que todos los reactivos están en el estado de referencia estándar y $\bar{h}_f^\circ = 0$ para el O_2 y el N_2. Suponga comportamiento de gas ideal para el aire y para los productos, los valores de $\bar{h}_f^\circ$ y h de diversos componentes a 298 K son los siguientes:

Sustancia	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{h}_{298\ K}$ kJ/kmol
$CH_4(g)$	−74 850	—
O_2	0	8 682
N_2	0	8 669
$H_2O(g)$	−241 820	9 904
CO_2	−393 520	9 364

Al sustituir se tiene

$$\begin{aligned}
&(1\ \text{kmol}\ CO_2)[(-393\ 520 + \bar{h}_{CO_2} - 9\ 364)\ \text{kJ/kmol}\ CO_2] \\
&+ (2\ \text{kmol}\ H_2O)[(-241\ 820 + \bar{h}_{H_2O} - 9\ 904)\ \text{kJ/kmol}\ H_2O] \\
&+ (11.28\ \text{kmol}\ N_2)[(0 + \bar{h}_{N_2} - 8\ 669)\ \text{kJ/kmol}\ N_2] \\
&+ (1\ \text{kmol}\ O_2)[(0 + \bar{h}_{O_2} - 8\ 682)\ \text{kJ/kmol}\ O_2] \\
&= (1\ \text{kmol}\ CH_4)(-74\ 850\ \text{kJ/kmol}\ CH_4)
\end{aligned}$$

esto produce

$$\bar{h}_{CO_2} + 2\bar{h}_{H_2O} + \bar{h}_{O_2} + 11.28\bar{h}_{N_2} = 937\ 950\ \text{kJ}$$

Por ensayo y error, se encuentra que la temperatura de los productos es

$$T_{prod} = \mathbf{1\ 789\ K}$$

b) Tomando en cuenta que la combustión es adiabática, la generación de entropía durante este proceso se obtiene a partir de la ecuación 15-20:

$$S_{gen} = S_{prod} - S_{react} = \sum N_p \bar{s}_p - \sum N_r \bar{s}_r$$

El CH_4 está a 25°C y 1 atm, por lo que su entropía absoluta es $\bar{s}_{CH_4} = 186.16$ kJ/kmol · K (tabla A-26). Los valores de entropía incluidos en las tablas de gas ideal corresponden a una presión de 1 atm. Ambos gases, el aire y los gases producto, están a una presión total de 1 atm, pero las entropías van a calcularse a la presión parcial de las componentes, que es igual a $P_i = y_i P_{total}$, donde y_i es la fracción molar del componente *i*. De la ecuación 15-22:

$$S_i = N_i \bar{s}_i(T, P_i) = N_i[\bar{s}_i^\circ(T, P_0) - R_u \ln y_i P_m]$$

Los cálculos de entropía pueden tabularse así:

	N_i	y_i	$\bar{s}_i^\circ(T, 1\ \text{atm})$	$-R_u \ln y_i P_m$	$N_i \bar{s}_i$
CH_4	1	1.00	186.16	—	186.16
O_2	3	0.21	205.04	12.98	654.06
N_2	11.28	0.79	191.61	1.96	2 183.47
				S_{react} =	3 023.69
CO_2	1	0.0654	302.517	22.674	325.19
H_2O	2	0.1309	258.957	16.905	551.72
O_2	1	0.0654	264.471	22.674	287.15
N_2	11.28	0.7382	247.977	2.524	2 825.65
				S_{prod} =	3 989.71

Por lo tanto,

$$S_{gen} = S_{prod} - S_{react} = (3\,989.71 - 3\,023.69)\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K}\ CH_4$$
$$= \mathbf{966.0\ kJ/kmol \cdot K}$$

c) La destrucción de exergía asociada con este proceso se obtiene de la ecuación 15-23,

$$X_{destruida} = T_0 S_{gen} = (298\ \text{K})(966.0\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K})$$
$$= \mathbf{288\ MJ/kmol\ CH_4}$$

Esto es, 288 MJ de potencial de trabajo se desperdician durante este proceso de combustión por cada kmol de metano quemado. Este ejemplo muestra que incluso los procesos de combustión completa son altamente irreversibles.

Este proceso no involucra trabajo real. En consecuencia, el trabajo reversible y la exergía destruida son idénticos:

$$W_{rev} = \mathbf{288\ MJ/kmol\ CH_4}$$

Es decir, 288 MJ de trabajo podrían ser hechos durante este proceso, pero esto no se realiza. En vez de eso, se desperdicia todo el potencial de trabajo.

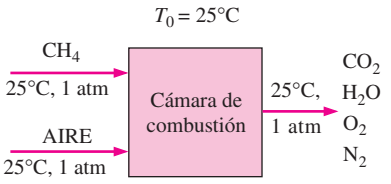


FIGURA 15-34
Esquema para el ejemplo 15-11.

EJEMPLO 15-11 Análisis de segunda ley de combustión isotérmica

A una cámara de combustión de flujo estable entra gas metano (CH_4) a 25°C y 1 atm y se quema con 50 por ciento de exceso de aire, el cual también entra a 25°C y 1 atm, como se ilustra en la figura 15-34. Después de la com-

bustión se deja que los productos se enfríen hasta 25°C. Tomando en cuenta que es una combustión completa, determine *a*) la transferencia de calor por kmol de CH_4, *b*) la generación de entropía y *c*) el trabajo reversible y la destrucción de exergía. Considere que $T_0 = 298$ K y que los productos abandonan la cámara de combustión a una presión de 1 atm.

Solución Éste es el mismo proceso de combustión analizado en el ejemplo 15-10, excepto que los productos de combustión se llevan al estado del medio circundante transfiriéndoles calor del mismo. Por lo tanto, la ecuación de combustión permanece igual:

$$CH_4(g) + 3(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + O_2 + 11.28N_2$$

Parte del agua se condensará a 25°C y la cantidad de vapor de agua que permanece en los productos se determina de (ver ejemplo 15-3)

$$\frac{N_v}{N_{\text{gas}}} = \frac{P_v}{P_{\text{total}}} = \frac{3.1698 \text{ kPa}}{101.325 \text{ kPa}} = 0.03128$$

y

$$N_v = \left(\frac{P_v}{P_{\text{total}}}\right) N_{\text{gas}} = (0.03128)(13.28 + N_v) \rightarrow N_v = 0.43 \text{ kmol}$$

De este modo, 1.57 kmol de H_2O formado quedará en estado líquido y se eliminará a 25°C y 1 atm. Cuando se evalúan las presiones parciales de los componentes en los gases producto, las únicas moléculas de agua que necesitan considerarse son aquellas que están en la fase de vapor. Como antes, todos los reactivos y productos gaseosos se tratarán como gases ideales.

a) La transferencia de calor durante este proceso de combustión de flujo estable se obtiene a partir del balance de energía de flujo estable $E_{\text{salida}} = E_{\text{entrada}}$ en la cámara de combustión,

$$Q_{\text{sal}} + \sum N_p \bar{h}^\circ_{f,p} = \sum N_r \bar{h}^\circ_{f,r}$$

puesto que todos los reactivos y los componentes están en el estado de referencia estándar de 25°C y la entalpía de los gases ideales depende sólo de la temperatura. Despejando Q_{sal} y sustituyendo los valores de $\bar{h}^\circ_f$ se tiene

$$\begin{aligned} Q_{\text{sal}} &= (1 \text{ kmol } CH_4)(-74\,850 \text{ kJ/kmol } CH_4) \\ &\quad -(1 \text{ kmol } CO_2)(-393\,520 \text{ kJ/kmol } CO_2) \\ &\quad -[0.43 \text{ kmol } H_2O(g)][-241\,820 \text{ kJ/kmol } H_2O(g)] \\ &\quad -[1.57 \text{ kmol } H_2O(\ell)][-285\,830 \text{ kJ/kmol } H_2O(\ell)] \\ &= \mathbf{871\,400 \text{ kJ/kmol } CH_4} \end{aligned}$$

b) La entropía de los reactivos se evaluó en el ejemplo 15-10 y se determinó que su valor era $S_{\text{react}} = 3\,023.69$ kJ/kmol · K CH_4. Con un enfoque similar, se determina que la entropía de los productos es la siguiente:

	N_i	y_i	$\bar{s}^\circ_i(T, 1 \text{ atm})$	$-R_u \ln y_i P_m$	$N_i \bar{s}_i$
$H_2O(\ell)$	1.57	1.0000	69.92	—	109.77
H_2O	0.43	0.0314	188.83	28.77	93.57
CO_2	1	0.0729	213.80	21.77	235.57
O_2	1	0.0729	205.04	21.77	226.81
N_2	11.28	0.8228	191.61	1.62	2 179.63
				$S_{\text{prod}} =$	2 845.35

Entonces, la generación de entropía total durante este proceso está determinada a partir de un balance de entropía aplicado a un *sistema extendido* que incluye los alrededores inmediatos de la cámara de combustión

$$S_{gen} = S_{prod} - S_{react} + \frac{Q_{sal}}{T_{alr}}$$

$$= (2\,845.35 - 3\,023.69)\ \text{kJ/kmol} + \frac{871\,400\ \text{kJ/kmol}}{298\ \text{K}}$$

$$= \mathbf{2\,746\ kJ/kmol \cdot K\ CH_4}$$

c) La destrucción de exergía y el trabajo reversible asociado con este proceso se determina de

$$X_{destruida} = T_0 S_{gen} = (298\ \text{K})(2\,746\ \text{kJ/kmol} \cdot \text{K})$$

$$= \mathbf{818\ MJ/kmol\ CH_4}$$

y

$$W_{rev} = X_{destruida} = \mathbf{818\ MJ/kmol\ CH_4}$$

puesto que este proceso no involucra trabajo real. En consecuencia, 818 MJ de trabajo podrían haberse realizado durante este proceso, pero no fue así. En vez de ello, todo el potencial de trabajo se desperdició. El trabajo reversible en este caso representa la energía de los reactivos antes de que comience la reacción, porque los productos están en equilibrio con los alrededores, es decir, están en el estado muerto.

Explicación Advierta que, por simplicidad, se calculó la entropía de los gases producto antes de que entraran realmente a la atmósfera y se mezclaran con los gases atmosféricos. Un análisis más completo consideraría la composición de la atmósfera y la mezcla de los gases producto con los gases en la atmósfera, formando una mezcla homogénea. Habrá generación de entropía adicional durante este proceso de mezcla, y por ende también potencial de trabajo desperdiciado adicional.

TEMAS DE INTERÉS ESPECIAL* — Celdas de combustible

Combustibles como el metano se queman comúnmente para producir la energía térmica a temperaturas altas que emplean las máquinas térmicas. Sin embargo, una comparación de los trabajos reversibles obtenidos en los dos ejemplos revela que la energía de los reactivos (818 MJ/kmol de CH_4) disminuye a 288 MJ/kmol como un resultado tan sólo del proceso de combustión adiabática irreversible. Es decir, la exergía de los gases de combustión calientes al final del proceso de combustión adiabática es 818 – 288 = 530 MJ/kmol CH_4. En otras palabras, el potencial de trabajo de los gases de combustión calientes es aproximadamente 65 por ciento del potencial de trabajo de los reactivos. Parece que cuando el metano se quema, 35 por ciento del potencial de trabajo se pierde, aún antes de empezar a usar la energía térmica (Fig. 15-35).

Así, la segunda ley de la termodinámica sugiere que debe existir una mejor manera de convertir la energía química en trabajo. La mejor manera es, por supuesto, la menos irreversible, es decir, el caso reversible. En reacciones quí-

*Esta sección puede omitirse sin pérdida de continuidad.

micas, la irreversibilidad se debe al intercambio incontrolado de electrones entre los componentes reactivos. El intercambio de electrones puede controlarse al sustituir la cámara de combustión por celdas electrolíticas, como las baterías de automóvil. (Esto es análogo a reemplazar la expansión libre de un gas en sistemas mecánicos por expansión controlada.) En las celdas electrolíticas, los electrones se intercambian mediante alambres conductores conectados a una carga, y la energía química se convierte directamente en energía eléctrica. Los dispositivos de conversión de energía que trabajan con base en este principio se llaman **celdas de combustible**. Las celdas de combustible no son máquinas térmicas y, por lo tanto, sus eficiencias no están limitadas por la eficiencia de Carnot. Las celdas convierten energía química en energía eléctrica, esencialmente en una forma isotérmica.

Una celda de combustible funciona como una batería, excepto que produce su propia electricidad al combinar electroquímicamente, sin combustión, un combustible con oxígeno en una celda y desecha el calor residual. Una celda de combustible consta de dos electrodos separados por un electrólito como un óxido sólido, ácido fosfórico o carbonato fundido. La potencia eléctrica generada por una sola celda de combustible generalmente es demasiado pequeña para tener algún uso práctico. En consecuencia, las celdas de combustible por lo general son apiladas en aplicaciones prácticas. Este agrupamiento modular brinda a las celdas de combustible considerable flexibilidad en aplicaciones: el mismo diseño puede emplearse para generar una pequeña cantidad de potencia para una estación de interrupción remota o una gran cantidad de potencia para suministrar electricidad a toda una ciudad. Por ende, las celdas de combustible se denominan los "microchips de la industria energética".

La operación de una celda de combustible de hidrógeno-oxígeno se ilustra en la figura 15-36. El hidrógeno se ioniza en la superficie del ánodo, y los iones de hidrógeno fluyen a través del electrólito hacia el cátodo. Hay una diferencia de potencial entre el ánodo y el cátodo, y los electrones libres fluyen del ánodo al cátodo por un circuito externo (como un generador o un motor). Los iones hidrógeno se combinan con oxígeno y con los electrones libres en la superficie del cátodo y forman agua. Por ende, las celdas de combustible operan como un sistema de electrólisis que trabaja en reversa. En operación estable, el hidrógeno y el oxígeno entran continuamente en la celda de combustible como reactivos, y el agua sale como el producto. Así, el escape de la celda de combustible tiene la calidad del agua potable.

La celda de combustible fue inventada por William Groves en 1839, mas no recibió atención seria hasta 1960, cuando se la utilizó para producir electricidad y agua para las misiones espaciales Géminis y Apolo durante sus viajes a la Luna. En la actualidad se emplean para el mismo propósito en las misiones de los transbordadores espaciales. A pesar de efectos irreversibles, como la resistencia interna al flujo de electrones, las celdas de combustible tienen un gran potencial para eficiencias de conversión más altas. Hoy día las celdas de combustible están disponibles comercialmente, pero sólo son competitivas en algunos mercados debido a su elevado costo. Las celdas de combustible producen eficiente y silenciosamente potencial eléctrico de gran calidad, mientras que generan bajas emisiones mediante el uso de diversos combustibles tales como el hidrógeno, el gas natural, el propano y el biogas. Recientemente se han instalado muchas celdas de combustible para generar electricidad. Por ejemplo, una estación de policía remota en el Parque Central de Nueva York es alimentada por una celda de combustible de ácido fosfórico de 200 kW, con una eficiencia de 40 por ciento, con emisiones insignificantes (emite 1 ppm de NO_x y 5 ppm de CO).

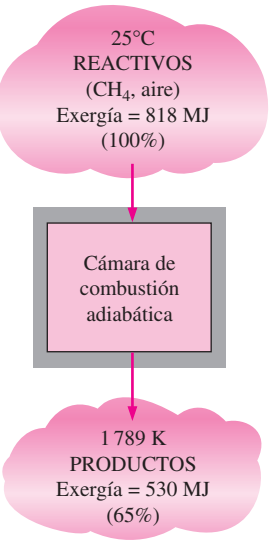


FIGURA 15-35
La disponibilidad del metano disminuye 35 por ciento como resultado de un proceso de combustión irreversible.

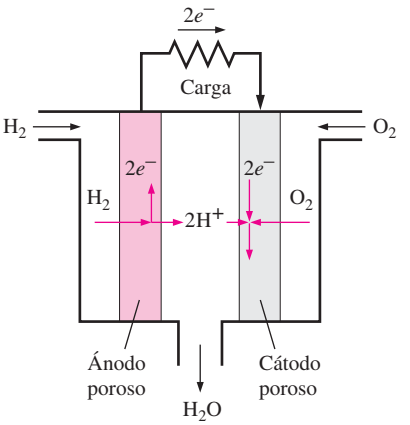


FIGURA 15-36
La operación de una celda de combustible de hidrógeno-oxígeno.

Los sistemas de potencia híbridos (HPS, por sus siglas en inglés) que combinan celdas de combustible de gran temperatura y las turbinas de gas, tienen el potencial para una muy alta eficiencia al convertir gas natural (o incluso carbón) en electricidad. Además, algunos fabricantes de automóviles están planeando introducir automóviles alimentados con motores que contengan celdas de combustible y, por ende, más que duplicar la eficiencia que iría desde menos de 30 por ciento para los motores de gasolina hasta más de un 60 por ciento para las celdas de combustible. En 1999, Daimler-Chrysler presentó su automóvil activado con celdas de combustible de hidrógeno llamado NECAR IV, que tiene un rango de reabastecimiento de 280 millas y puede transportar cuatro pasajeros a 90 mph. Están en marcha algunos programas de investigación para desarrollar (hacia 2010) tales sistemas híbridos, con una eficiencia de cuando menos 70 por ciento.

RESUMEN

Cualquier material que pueda quemarse para liberar energía recibe el nombre de *combustible*. A la reacción química durante la cual un combustible se oxida y se libera una gran cantidad de energía se le conoce como *combustión*. El oxidante empleado con más frecuencia en los procesos de combustión es el aire. El aire seco puede tener, aproximadamente, 21 por ciento de oxígeno y 79 por ciento de nitrógeno, en números molares. Por lo tanto,

$$1 \text{ kmol } O_2 + 3.76 \text{ kmol } N_2 = 4.76 \text{ kmol aire}$$

Durante un proceso de combustión, los componentes que existen antes de la reacción reciben el nombre de *reactivos*, y los componentes que existen después de la reacción se denominan *productos*. Las ecuaciones químicas se balancean con base en el *principio de la conservación de la masa*, el cual establece que la masa total de cada elemento se conserva durante una reacción química. La relación entre la masa del aire y la masa del combustible durante un proceso de combustión se denomina *relación aire-combustible* AC:

$$\text{AC} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{comb}}}$$

donde $m_{\text{aire}} = (NM)_{\text{aire}}$ y $m_{\text{combustible}} = \Sigma(N_i\, M_i)_{\text{combustible}}$.

Un proceso de combustión es *completo* si todo el carbono en el combustible se convierte en CO_2, todo el hidrógeno en H_2O y todo el azufre (si lo hubiere) en SO_2. La cantidad mínima de aire necesaria para la combustión completa de un combustible se denomina *aire estequiométrico* o *teórico*. El aire teórico también se conoce como la cantidad de aire químicamente correcta o 100 por ciento de aire teórico. El proceso de combustión ideal durante el cual un combustible se quema completamente con aire teórico se llama *combustión estequiométrica* o *teórica* de ese combustible. El aire remanente de la cantidad estequiométrica se denomina *exceso de aire*. La cantidad de exceso de aire suele expresarse en términos de aire estequiométrico como *exceso de aire porcentual* o *aire teórico porcentual.*

Durante una reacción química, algunos enlaces químicos se rompen y otros se forman. Por ello, un proceso que incluye reacciones químicas implicará cambios en las energías químicas. Debido al cambio en la composición, es necesario contar con un *estado de referencia estándar* para todas las sustancias, el cual se ha establecido en 25°C (77°F) y 1 atm.

A la diferencia entre la entalpía de los productos en un estado específico y la entalpía de los reactivos en el mismo estado en una reacción completa, se le denomina *entalpía de reacción* h_R. En procesos de combustión, a la entalpía de reacción se la conoce como *entalpía de combustión* h_C, que representa la cantidad de calor liberado durante el final del proceso de combustión de flujo estable cuando 1 kmol (o 1 kg) de combustible se quema completamente a una temperatura y presión especificadas. La entalpía de una sustancia en un estado específico debida a su composición química recibe el nombre de *entalpía de formación* $\bar{h}_f$. A la entalpía de formación de todos los elementos estables se le asigna valor cero en el estado de referencia estándar de 25°C y 1 atm. El *poder calorífico* de un combustible se ha definido como la cantidad de energía liberada cuando un combustible se quema completamente en un proceso de flujo estable y los productos se regresan al estado de los reactivos. El poder calorífico de un combustible es igual al valor absoluto de la entalpía de combustión del combustible:

$$\text{Poder calorífico} = |h_C| \qquad (\text{kJ/kg de combustible})$$

Tomando la transferencia de calor *hacia* el sistema y el trabajo realizado *por* el sistema como cantidades positivas, la relación de conservación de energía para sistemas de flujo estable químicamente reactivos se expresa por unidad mol de combustible como

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

donde el superíndice ° representa propiedades en el estado de referencia estándar de 25°C y 1 atm. Para un sistema cerrado, sería

$$Q - W = \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - P\bar{v})_r$$

Los términos $P\bar{v}$ son insignificantes para sólidos y líquidos y pueden sustituirse por R_uT para gases que se comportan como gases ideales.

En la ausencia de cualquier pérdida de calor hacia los alrededores ($Q = 0$), la temperatura de los productos alcanzará un máximo que se denomina *temperatura de flama adiabática* de la reacción. La temperatura de flama adiabática de un proceso de combustión de flujo estable se determina de acuerdo con $H_{prod} = H_{react}$ o

$$\sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r$$

Tomando la dirección positiva de la transferencia de calor como aquella que se dirige *hacia* el sistema, la relación de balance de entropía se expresa, para un *sistema cerrado* o *una cámara de combustión de flujo estable*, como

$$\sum \frac{Q_k}{T_k} + S_{gen} = S_{prod} - S_{react}$$

Para un *proceso adiabático* se reduce a

$$S_{gen,adiabático} = S_{prod} - S_{react} \geq 0$$

La *tercera ley de la termodinámica* establece que la entropía de una sustancia cristalina pura a la temperatura del cero absoluto es cero. La tercera ley proporciona una base común para la entropía de todas las sustancias, y los valores de entropía relativos a esta base se denominan *entropía absoluta*. Las tablas de gases ideales incluyen los valores de entropía absoluta sobre un amplio intervalo de temperaturas, pero a una presión fija de $P_0 = 1$ atm. Los valores de entropía absoluta a otras presiones P para cualquier temperatura T se determinan de

$$\bar{s}(T, P) = \bar{s}^\circ(T, P_0) - R_u \ln \frac{P}{P_0}$$

Para el componente i de una mezcla de gases ideales, esta relación puede escribirse como:

$$\bar{s}_i(T, P_i) = \bar{s}_i^\circ(T, P_0) - R_u \ln \frac{y_i P_m}{P_0}$$

donde P_i es la presión parcial, y_i es la fracción molar del componente y P_m es la presión total de la mezcla en atmósferas.

La *destrucción de exergía* y el *trabajo reversible* asociados con una reacción química se encuentran a partir de

$$X_{destruida} = W_{rev} - W_{act} = T_0 S_{gen}$$

y

$$W_{rev} = \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0\bar{s})_r - \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ - T_0\bar{s})_p$$

Cuando los reactivos así como los productos están a la temperatura de los alrededores T_0, el trabajo reversible puede expresarse en términos de las funciones de Gibbs como

$$W_{rev} = \sum N_r(\bar{g}_f^\circ + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}^\circ)_r - \sum N_p(\bar{g}_f^\circ + \bar{g}_{T_0} - \bar{g}^\circ)_p$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. S. W. Angrist, *Direct Energy Conversion*, 4a. edición, Boston, Mass., Allyn and Bacon, 1982.
2. W. Z. Black y J.G. Hartley, *Thermodynamics,* Nueva York, Harper & Row, 1985.
3. I. Glassman, *Combustion*, Nueva York, Academic Press, 1977.
4. R. Strehlow, *Fundamentals of Combustion*, Scranton, Filadelfia, International Textbook Co., 1968.
5. K. Wark y D.E. Richards, *Thermodynamics*, 6a. edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1999.

PROBLEMAS*

Combustibles y combustión

15-1C ¿Cuáles son las composiciones químicas aproximadas de la gasolina, el diesel y el gas natural?

15-2C ¿Cómo afecta la presencia de N_2 en el aire al resultado de un proceso de combustión?

15-3C ¿Cómo afecta la presencia de humedad en el aire al resultado de un proceso de combustión?

15-4C ¿Cómo se representa la temperatura del punto de rocío de los gases producto? ¿Cómo se determina esto?

15-5C ¿Acaso se conserva intacto el número de átomos de cada elemento durante una reacción química? ¿Qué ocurre con el número total de moles?

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan el sistema SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono de CD-EES se resuelven por medio del software EES, mientras que las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES anexo.

15-6C ¿Qué es la razón aire-combustible? ¿Cómo se vincula con la razón combustible-aire?

15-7C ¿La relación aire-combustible expresada en una base molar es idéntica a la relación aire-combustible expresada en una base de masa?

Procesos de combustión teórica y real

15-8C ¿Cuáles son las causas de la combustión incompleta?

15-9C ¿Qué es más probable encontrar en los productos de una combustión incompleta de un combustible hidrocarburo, CO u OH? ¿Por qué?

15-10C ¿Qué representa 100 por ciento de aire teórico?

15-11C ¿La combustión completa y la combustión teórica son idénticas? Si no lo son, ¿en qué difieren?

15-12C Considere un combustible que se quema con *a*) 130 por ciento de aire teórico y *b*) 70 por ciento de exceso de aire. ¿En cuál caso el combustible se quema con más aire?

15-13 Durante un proceso de combustión se quema metano (CH_4) con una cantidad estequiométrica de aire. Suponga una combustión completa y determine las razones aire-combustible y combustible-aire.

15-14 Durante un proceso de combustión se quema propano (C_3H_8) con 75 por ciento de exceso de aire. Suponga una combustión completa y determine la razón aire-combustible.
Respuesta: 27.5 kg aire/kg combustible

15-15 Durante un proceso de combustión se quema acetileno (C_2H_2) con aire estequiométrico. Suponga una combustión completa y determine la relación aire-combustible por unidad de masa y por unidad molar.

15-16 Durante un proceso de combustión se quema 1 kmol de etano (C_2H_6) con una cantidad desconocida de aire. Un análisis de los productos de combustión revela que la combustión es completa y que hay 3 kmol de O_2 libre en los productos. Determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) el porcentaje de aire teórico usado durante este proceso.

15-17E Durante un proceso de combustión se quema etileno (C_2H_4) con 200 por ciento de aire teórico. Suponga una combustión completa y una presión total de 14.5 psia, y determine *a*) la relación de aire-combustible y *b*) la temperatura de punto de rocío de los productos.
Respuestas: a) 29.6 lbm de aire/lbm de combustible, *b*) 101°F

15-18 Durante un proceso de combustión se quema propileno (C_3H_6) con 50 por ciento de exceso de aire. Suponga una combustión completa y una presión total de 105 kPa, y determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) la temperatura a la cual el vapor de agua en los productos empezará a condensarse.

15-19 Se quema alcohol propílico (C_3H_7OH) con 50 por ciento de exceso de aire. Escriba la ecuación de la reacción balanceada para una combustión completa y determine la relación aire-combustible. *Respuesta:* 15.5 kg de aire/kg de combustible

15-20 Se quema butano (C_4H_{10}) con 200 por ciento de aire teórico. Para una combustión completa, ¿cuántos kmol de agua deberán rociarse en la cámara de combustión por kmol de combustible si los productos de combustión deberán tener una temperatura de punto de rocío de 60°C cuando la presión del producto sea 100 kPa?

15-21 Una mezcla de combustible de 20 por ciento de masa de metano (CH_4) y 80 por ciento de masa de etanol (C_2H_6O) se quema completamente con aire teórico. ~~Si el flujo másico total es 31 kg/s,~~ determine el flujo másico de aire requerido.
Respuesta: 330 kg/s

15-22 Se quema octano (C_8H_{18}) con 250 por ciento de aire teórico, el cual entra a la cámara de combustión a 25°C. Suponga una combustión completa y una presión total de 1 atm, y determine *a*) la relación de aire-combustible y *b*) la temperatura del punto de rocío de los productos.

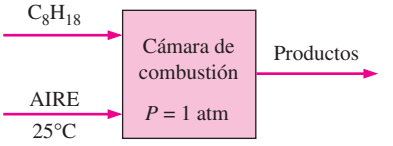


FIGURA P15-22

15-23 En un motor de reacción se quema gasolina (se considera C_8H_{18}) de manera estable con aire. Si la relación aire-combustible es 18 kg de aire/kg de combustible, determine el porcentaje de aire teórico usado durante este proceso.

15-24 En una cámara de combustión se quema etano (C_2H_6) a una tasa de 8 kg/h con aire que entra a una tasa de 176 kg/h. Determine el porcentaje de exceso de aire utilizado durante este proceso. *Respuesta:* 37 por ciento

15-25 Un kilogramo de butano (C_4H_{10}) se quema con 25 kg de aire que está a 30°C y 90 kPa. Suponga que la combustión es completa y que la presión de los productos es 90 kPa; determine *a*) el porcentaje de aire teórico utilizado y *b*) la temperatura del punto de rocío de los productos.

15-26E Una lbm de butano (C_4H_{10}) se quema con 25 lbm de aire que está a 90ºF y 14.7 psia. Suponga que la combustión es completa y que la presión de los productos es 14.7 psia, determine *a*) el porcentaje de aire teórico utilizado y *b*) la temperatura del punto de rocío de los productos.
Respuestas: a) 161 por ciento, *b*) 113°F

15-27 Cierto gas natural tiene el siguiente análisis volumétrico: 65 por ciento de CH_4, 8 por ciento de H_2, 18 por ciento de N_2, 3 por ciento de O_2 y 6 por ciento de CO_2. Después este gas se quema por completo con la cantidad estequiométrica de aire seco. ¿Cuál es la razón aire-combustible para este proceso de combustión?

15-28 Repita el problema 15-27, pero sustituya el aire seco por aire húmedo que entra a la cámara de combustión a 25°C, 1 atm y 85 por ciento de humedad relativa.

15-29 Un combustible gaseoso con un análisis volumétrico de 60 por ciento de CH_4, 30 por ciento de H_2 y 10 por ciento de N_2 se quema por completo con 130 por ciento de aire teórico. Determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) la fracción

de vapor de agua que se condensaría si los gases producto fueran enfriados hasta 20°C a 1 atm. *Respuestas: a)* 18.6 kg de aire/kg de combustible, *b)* 88 por ciento

15-30 Reconsidere el problema 15-29. Usando el software EES (u otro) estudie los efectos de variar los porcentajes de CH_4, H_2 y N_2 que constituyen el combustible y la temperatura del gas producto en el rango de 5 a 150°C.

15-31 Cierto carbón mineral tiene el siguiente análisis con base en la masa: 82 por ciento de C, 5 por ciento de H_2O, 2 por ciento de H_2, 1 por ciento de O_2 y 10 por ciento de ceniza. El carbón mineral se quema con 50 por ciento de exceso de aire. Determine la relación aire-combustible.
Respuesta: 15.1 kg de aire/kg de carbón mineral

15-32 Se quema octano (C_8H_{18}) con aire seco. El análisis volumétrico de los productos en una base seca es: 9.21 por ciento de CO_2, 0.61 por ciento de CO, 7.06 por ciento de O_2 y 83.12 por ciento de N_2. Determine *a)* la relación aire-combustible y *b)* el porcentaje de aire teórico utilizado.

15-33 Se quema carbón (C) con aire seco. El análisis volumétrico de los productos es 10.06 por ciento de CO_2, 0.42 por ciento de CO, 10.69 por ciento de O_2 y 78.83 por ciento de N_2. Determine *a)* la relación aire-combustible y *b)* el porcentaje de aire teórico utilizado.

15-34 Se quema metano (CH_4) con aire seco. El análisis volumétrico de los productos en una base seca es 5.20 por ciento de CO_2, 0.33 por ciento de CO, 11.24 por ciento de O_2 y 83.23 por ciento de N_2. Determine *a)* la relación aire-combustible y *b)* el porcentaje de aire teórico utilizado.
Respuestas: a) 34.5 kg de aire/kg de combustible, *b)* 200 por ciento

Entalpía de formación y entalpía de combustión

15-35C ¿Qué es la entalpía de combustión? ¿En qué difiere de la entalpía de reacción?

15-36C ¿Qué es la entalpía de formación? ¿Cómo difiere de la entalpía de combustión?

15-37C ¿Qué son los poderes caloríficos superior e inferior de un combustible? ¿En qué difieren? ¿Cómo se relaciona el poder calorífico de un combustible con la entalpía de combustión del mismo?

15-38C ¿Cuándo son idénticas la entalpía de formación y la entalpía de combustión?

15-39C ¿La entalpía de formación de una sustancia cambia con la temperatura?

15-40C La $\bar{h}_f^\circ$ del N_2 se tabula como cero. ¿Esto significa que el N_2 no contiene energía química en el estado de referencia estándar?

15-41C ¿Qué contiene más energía química, 1 kmol de H_2O o 1 kmol de H_2O?

15-42 Determine la entalpía de combustión del metano (CH_4) a 25°C y 1 atm, y utilice los datos de entalpía de formación de la tabla A-26. Suponga que el agua en los productos está en la forma líquida. Compare sus resultados con el valor indicado en la tabla A-27. *Respuesta:* –890 330 kJ/kmol

15-43 Reconsidere el problema 15-42. Utilizando el software EES (u otro) estudie los efectos de la temperatura sobre la entalpía de combustión, como función de la temperatura, sobre el rango de 25 a 600°C.

15-44 Repita el problema 15-42 para etano gaseoso (C_2H_6).

15-45 Repita el problema 15-42 para octano líquido (C_8H_{18}).

Análisis de primera ley para sistemas reactivos

15-46C Obtenga una relación para el balance de energía correspondiente a un sistema cerrado reactivo que experimenta un proceso de expansión o compresión, considerando una presión constante de cuasiequilibrio.

15-47C Considere un proceso de combustión completa durante el cual, tanto los reactivos como los productos se mantienen en el mismo estado. La combustión se alcanza con *a)* 100 por ciento de aire teórico, *b)* 200 por ciento de aire teórico y *c)* la cantidad químicamente correcta de oxígeno puro. ¿En cuál caso la cantidad de transferencia de calor será la más alta? Explique.

15-48C Considere un proceso de combustión completa durante el cual, tanto los reactivos como los productos se mantienen en el mismo estado. La combustión se alcanza con *a)* 100 por ciento de aire teórico, *b)* 200 por ciento de aire teórico y *c)* la cantidad químicamente correcta de oxígeno puro. ¿En cuál caso la cantidad de transferencia de calor será la más alta? Explique.

15-49 Durante un proceso de combustión de flujo estable se quema metano (CH_4) por completo con la cantidad estequiométrica de aire. Si tanto los reactivos como los productos se mantienen a 25°C y 1 atm, y el agua en los productos existe en la forma líquida, determine la transferencia de calor para este proceso. ¿Cuál sería su respuesta si la combustión se alcanzara con 100 por ciento de exceso de aire?
Respuesta: 890 330 kJ/kmol

15-50 Durante un proceso de combustión de flujo estable se quema hidrógeno (H_2) por completo con la cantidad estequiométrica de aire. Si tanto los reactivos como los productos se mantienen a 25°C y 1 atm, y el agua en los productos existe en la forma líquida, determine la transferencia de calor para este proceso. ¿Cuál sería su respuesta si la combustión se alcanzara con 50 por ciento de exceso de aire?

15-51 En una cámara de combustión entra propano líquido (C_3H_8) a 25°C y a una tasa de 1.2 kg/min donde se mezcla y quema con 150 por ciento de exceso de aire que entra en la cámara de combustión a 12°C. Si la combustión es completa y la

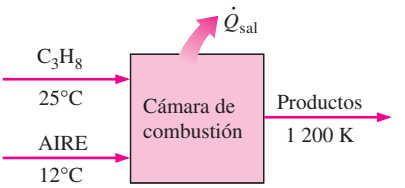


FIGURA P15-51

temperatura de salida de los gases de combustión es 1 200 K, determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión.
Respuestas: a) 47.1 kg/min, *b)* 5 194 kJ/min

15-52E En una cámara de combustión entra propano líquido (C_3H_8) a 77°F y a una tasa de 0.75 lbm/min donde se mezcla y quema con 150 por ciento de exceso de aire que entra a 40°F. Si la combustión es completa y la temperatura de salida de los gases de combustión es 1 800 R, determine *a*) el flujo másico del aire y *b*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión. *Respuestas: a)* 29.4 lbm/min, *b)* 4 479 Btu/min

15-53 Durante un proceso de combustión de flujo estable se quema gas acetileno (C_2H_2) por completo con 20 por ciento de exceso de aire. El combustible y el aire entran a la cámara de combustión a 25°C y los productos salen a 1 500 K. Determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) la transferencia de calor en este proceso.

15-54E Durante un proceso de combustión de flujo estable se quema por completo octano líquido (C_8H_{18}) a 77°F con 180 por ciento de aire teórico que entra a la cámara de combustión a 77°F. Si los productos salen a 2 500 R, determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) la transferencia de calor de la cámara de combustión durante este proceso.

15-55 Durante un proceso de combustión de flujo estable se quema gas benceno (C_6H_6) a 25°C con 95 por ciento de aire teórico, el cual entra en la cámara de combustión a 25°C. Todo el hidrógeno en el combustible se convierte en H_2O pero una parte del carbono se transforma en CO. Si los productos salen a 1 000 K, determine *a*) la fracción molar del CO en los productos y *b*) la transferencia de calor en este proceso.
Respuestas: a) 2.1 por ciento, *b)* 2 112 800 kJ/kmol C_6H_6

15-56 En una cámara de combustión de flujo estable se quema diesel ($C_{12}H_{26}$) a 25°C con 20 por ciento de exceso de aire que también entra a 25°C. Los productos salen de la cámara de combustión a 500 K. Suponga que la combustión es completa y determine el flujo másico requerido del diesel para suministrar calor a una tasa de 2 000 kJ/s. *Respuesta:* 49.5 g/s

15-57E En una cámara de combustión de flujo estable se quema diesel ($C_{12}H_{26}$) a 77°F con 20 por ciento de exceso de aire que también entra a 77°F. Los productos salen de la cámara de combustión a 800 R. Suponga que la combustión es completa, y determine el flujo másico requerido del diesel para suministrar calor a una tasa de 1 800 Btu/s. *Respuesta:* 0.1 lbm/s

15-58 Se quema de manera estable gas octano (C_8H_{18}) a 25°C con 30 por ciento de exceso de aire a 25°C, 1 atm y 60 por ciento de humedad relativa. Suponga que la combustión es completa y que los productos salen de la cámara de combustión a 600 K, y determine la transferencia de calor para este proceso por unidad de masa de octano.

15-59 Reconsidere el problema 15-58. Usando el software EES (u otro) investigue el efecto de la cantidad de exceso de aire sobre la transferencia de calor para el proceso de combustión. Haga que el exceso de aire varíe desde 0 hasta 200 por ciento. Grafique la transferencia de calor contra el exceso de aire y discuta los resultados.

15-60 En una cámara de combustión de flujo estable se quema gas etano (C_2H_6) a 25°C a una tasa de 5 kg/h con una cantidad estequiométrica de aire que se precalienta hasta 500 K antes de entrar a la cámara de combustión. Un análisis de los gases de combustión revela que todo el hidrógeno en la cámara se convierte en H_2O, pero que sólo 95 por ciento del carbono se convierte en CO_2, formando CO con el restante 5 por ciento. Si los productos salen de la cámara de combustión a 800 K, determine la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión. *Respuesta:* 200 170 kJ/h

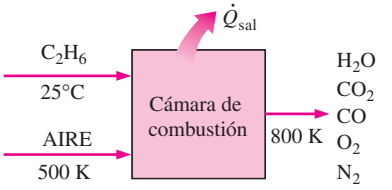


FIGURA P15-60

15-61 Un recipiente de volumen constante contiene una mezcla de 120 gramos de gas metano (CH_4) y 600 gramos de O_2 a 25°C y 200 kPa. El contenido del recipiente se enciende y el gas metano se quema por completo. Si la temperatura final es 1 200 K, determine *a*) la presión final en el recipiente y *b*) la transferencia de calor durante este proceso.

15-62 Reconsidere el problema 15-61. Usando el software EES (u otro), investigue el efecto de la temperatura final sobre la presión final y la transferencia de calor para el proceso de combustión. Haga que la temperatura final varíe desde 500 hasta 1 500 K. Grafique la presión final y la transferencia de calor contra la temperatura final, y discuta los resultados.

15-63 Una cámara de combustión cerrada se diseña de modo que mantenga una presión constante de 300 kPa durante un proceso de combustión. La cámara de combustión tiene un volumen inicial de 0.5 m^3 y contiene una mezcla estequiométrica de gas octano (C_8H_{18}) y aire a 25°C. La mezcla se enciende después y se observa que los gases producto están a 1 000 K al final del proceso de combustión. Suponga una combustión completa y trate los reactivos y los productos como si fueran gases ideales, para determinar la transferencia de calor de la cámara durante este proceso. *Respuesta:* 3 610 kJ

15-64 Un recipiente de volumen constante contiene 1 kmol de gas benceno (C_6H_6) y 30 por ciento de exceso de aire a 25°C y 1 atm. El contenido del recipiente se enciende después y todo el hidrógeno en el combustible se convierte en H_2O, pero sólo 92 por ciento del carbono se transforma en CO_2 y el 8 por ciento restante forma CO. Si la temperatura final en el recipiente es 1 000 K, determine la transferencia de calor de la cámara de combustión durante este proceso.

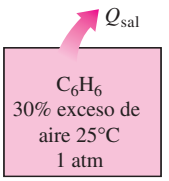


FIGURA P15-64

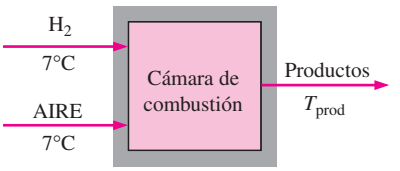


FIGURA P15-70

15-65E Un recipiente de volumen constante contiene 1 lbmol de gas benceno (C_6H_6) y 30 por ciento de exceso de aire a 77°F y 1 atm. El contenido del recipiente se enciende después y todo el hidrógeno en el combustible se convierte en H_2O, pero sólo 92 por ciento del carbono se transforma en CO_2 y el restante 8 por ciento forma CO. Si la temperatura final en el recipiente es 1 800 R, determine la transferencia de calor de la cámara de combustión durante este proceso. *Respuesta:* 946 870 Btu

15-66 Para proporcionar aire caliente a una casa, un horno de gas de alta eficiencia quema propano gaseoso (C_3H_8) con una eficiencia de combustión de 96 por ciento. Tanto el combustible como 140 por ciento de aire teórico se alimentan a la cámara de combustión a 25°C y 100 kPa, y la combustión es completa. Debido a que se trata de un horno de alta eficiencia, los gases producto se enfrían a 25°C y 100 kPa antes de abandonar el horno. Para mantener la casa a la temperatura deseada, se necesita una tasa de transferencia de calor de 31 650 kJ/h en el horno. Determine el volumen de agua condensada diaria de los gases producto. *Respuesta:* 8.7 L/día

15-67 Alcohol etílico líquido ($C_2H_5OH(l)$ a 25°C se quema en una cámara de combustión de flujo estable con 40 por ciento de exceso de aire que también ingresa a 25°C. Los productos abandonan la cámara de combustión a 600 K. Suponiendo que la combustión sea completa, determine la velocidad de flujo volumétrico requerido del alcohol etílico líquido para suministrar calor a una tasa de 2 000 kJ/s. A 25°C la densidad del alcohol etílico líquido es de 790 kg/m^3, el calor específico a presión constante es de 114.08 kJ/kmol · K, y la entalpía de vaporización es de 42 340 kJ/kmol.. *Respuesta:* 6.81 L/min

Temperatura de flama adiabática

15-68C Un combustible se quema por completo, primero con la cantidad estequiométrica de aire y después con la cantidad estequiométrica de oxígeno puro. ¿En cuál caso la temperatura de flama adiabática será más alta?

15-69C En una cámara de combustión de flujo estable, perfectamente aislada, se quema un combustible a 25°C con aire a la misma temperatura. ¿Bajo qué condiciones la temperatura de flama adiabática del proceso de combustión será la máxima?

15-70 Durante un proceso de combustión adiabático de flujo estable se quema hidrógeno (H_2) a 7°C con 20 por ciento de exceso de aire también a 7°C. Suponga una combustión completa y encuentre la temperatura de salida de los gases producto en este proceso

15-71 Reconsidere el problema 15-70. Usando el software EES (u otro), modifique este problema para incluir los combustibles butano, etano, metano y propano, así como H_2: para incluir los efectos de la entrada del aire y las temperaturas del combustible; y el porcentaje de aire teórico suministrado. Elija un rango de parámetros de entrada y discuta los resultados de sus elecciones. *Respuesta:* 2 251.4 K.

15-72E Durante un proceso de combustión adiabático de flujo estable se quema hidrógeno (H_2) a 40°F con 20 por ciento de exceso de aire también a 40°F. Suponga una combustión completa, y encuentre la temperatura de salida de los gases producto en este proceso.

15-73 Durante un proceso de combustión de flujo estable se quema gas acetileno (C_2H_2) a 25°C con 30 por ciento de exceso de aire a 27°C. Se observa que la cámara de combustión libera hacia los alrededores 75 000 kJ de calor por kmol de acetileno. Suponga que la combustión es completa y determine la temperatura de salida de los gases producto. *Respuesta:* 2 301 K

15-74 Un recipiente de volumen constante adiabático contiene una mezcla de 1 kmol de gas hidrógeno (H_2) y la cantidad estequiométrica de aire a 25°C y 1 atm. El contenido del recipiente se enciende después. Suponga una combustión completa y determine la temperatura final en el recipiente.

15-75 Se quema gas octano (C_8H_{18}) de manera uniforme a 25°C con 30 por ciento de exceso de aire a 25°C, 1 atm y 60 por ciento de humedad relativa. Suponga que la combustión es completa y adiabática, y calcule la temperatura de salida de los gases producto.

15-76 Reconsidere el problema 15-75. Usando el software EES (u otro) investigue los efectos de la humedad relativa sobre la temperatura de salida de los gases producto. Grafique la temperatura de salida de los gases producto como una función de la humedad relativa para $0 < \phi <$ 100 por ciento.

Cambio de entropía y análisis de segunda ley de sistemas reactivos

15-77C Exprese el principio del incremento de entropía para sistemas químicamente reactivos.

15-78C ¿Cómo se determinan los valores de entropía absolutos de gases ideales a presiones diferentes de 1 atm?

15-79C ¿Qué representa la función de formación de Gibbs g°_f de un compuesto?

15-80 Un kmol de H_2 a 25°C y 1 atm se quema de manera estable con 0.5 kmol de O_2 en el mismo estado. El H_2O formado durante el proceso se lleva después a 25°C y 1 atm, es

decir, a las condiciones de los alrededores. Suponga que la combustión es completa, determine el trabajo reversible y la destrucción de exergía para este proceso.

15-81 En una cámara de combustión adiabática entra gas etileno (C_2H_4) a 25°C y 1 atm, y se quema con 20 por ciento de exceso de aire, que entra a 25°C y 1 atm. La combustión es completa y los productos salen de la cámara de combustión a una presión de 1 atm. Suponga que $T_0 = 25°C$, y determine *a*) la temperatura de los productos, *b*) la generación de entropía y *c*) la destrucción de exergía. *Respuestas: a) 2 269.6 K, b) 1 311.3 kJ/kmol · K, c) 390 760 kJ/kmol*

15-82 En una cámara de combustión de flujo estable entra octano líquido (C_8H_{18}) a 25°C y 1 atm, a una tasa de 0.25 kg/min. Se quema con 50 por ciento de exceso de aire que también entra a 25°C y 1 atm. Luego de la combustión, se deja que los productos se enfríen hasta 25°C. Suponga una combustión completa y que todo el H_2O en los productos está en forma líquida, y determine *a*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión, *b*) la tasa de generación de entropía y *c*) la tasa de destrucción de exergía. Suponga que $T_0 = 298$ K y que los productos salen de la cámara de combustión a una presión de 1 atm.

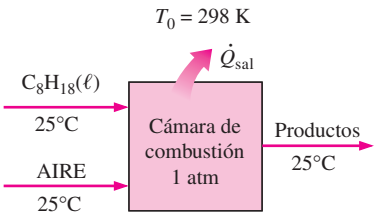


FIGURA P15-82

15-83 Durante un proceso de combustión de flujo estable se quema completamente gas acetileno (C_2H_2) con 20 por ciento de exceso de aire. El combustible y el aire entran a la cámara de combustión por separado a 25°C y 1 atm, y la cámara de combustión libera calor a los alrededores a 25°C y a una tasa de 300 000 kJ/kmol de C_2H_2. Los productos de combustión dejan la cámara a una presión de 1 atm. Determine *a*) la temperatura de los productos, *b*) el cambio de entropía total por kmol de C_2H_2 y *c*) la destrucción de exergía durante este proceso.

15-84 A una cámara de combustión de flujo estable se le suministra gas CO a 37°C y 110 kPa a una tasa de 0.4 m^3/min, y aire a 25°C y 110 kPa a una tasa de 1.5 kg/min. Se transfiere calor a un medio a 800 K, y los productos de combustión salen de la cámara a 900 K. Suponga que la combustión es completa y $T_0 = 25°C$ y determine *a*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión, y *b*) la tasa de destrucción de exergía. *Respuestas: a) 3 567 kJ/min, b) 1610 kJ/min*

15-85E Durante un proceso de combustión de flujo estable se quema gas benceno (C_6H_6) a 1 atm y 77°F con 95 por ciento de aire teórico, el cual entra a la cámara de combustión a 77°F y 1 atm. Todo el hidrógeno en el combustible se transforma en H_2O, pero parte del carbono se convierte en CO. Se libera calor a los alrededores a 77°F, y los productos salen de la cámara de combustión a 1 atm y 1 500 R. Determine *a*) la transferencia de calor para este proceso y *b*) la destrucción de exergía.

15-86 A una cámara de combustión entra propano líquido (C_3H_8) a 25°C y 1 atm y a una tasa de 0.4 kg/min, donde se mezcla y se quema con 150 por ciento de exceso de aire que entra a la cámara de combustión a 12°C. Si los productos de combustión salen a 1 200 K y 1 atm, determine *a*) el flujo másico del aire, *b*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión y *c*) la tasa de generación de entropía durante este proceso. Suponga $T_0 = 25°C$.
Respuestas: a) 15.7 kg/min, b) 1 732 kJ/min, c) 34.2 kJ/min · K

15-87 Reconsidere el problema 15-86. Usando el software EES (u otro) estudie el efecto de variar la temperatura de los alrededores desde 0 hasta 38°C sobre la tasa de destrucción de exergía, y grafíquela como función de la temperatura de los alrededores.

Problemas de repaso

15-88 Una muestra de 1 gramo de cierto combustible se quema en una bomba calorimétrica que contiene 2 kg de agua con la presencia de 100 gramos de aire en la cámara de reacción. Si la temperatura del agua aumenta en 2.5°C cuando se establece el equilibrio, determine el poder calorífico del combustible, en kJ/kg.

15-89E Se quema hidrógeno (H_2) con 100 por ciento de exceso de aire, que entra a la cámara de combustión a 90°F, 14.5 psia y 60 por ciento de humedad relativa. Suponga una combustión completa y determine *a*) la razón aire-combustible y *b*) el flujo volumétrico del aire requerido para quemar el hidrógeno a una tasa de 25 lbm/h.

15-90 Un combustible gaseoso con 80 por ciento de CH_4, 15 por ciento de N_2 y 5 por ciento de O_2 (en una base molar), se quema por completo con 120 por ciento de aire teórico, que entra a la cámara de combustión a 30°C, 100 kPa y 60 por ciento de humedad relativa. Determine *a*) la relación aire-combustible y *b*) la tasa de flujo volumétrico del aire requerida para quemar combustible a una tasa de 2 kg/min.

15-91 Un combustible gaseoso con 80 por ciento de CH_4, 15 por ciento de N_2 y 5 por ciento de O_2 (en una base molar), se quema con aire seco que entra a la cámara de combustión a 25°C y 100 kPa. El análisis volumétrico de los productos en una base seca es 3.36 por ciento de CO_2, 0.09 por ciento de CO, 14.91 por ciento de O_2 y 81.64 por ciento de N_2. Determine *a*) la relación aire-combustible, *b*) el porcentaje de aire teórico uti-

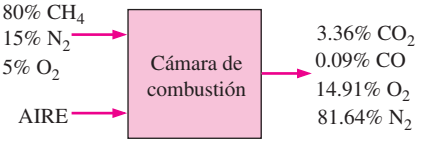


FIGURA P15-91

lizado y *c*) el flujo volumétrico del aire empleado para quemar combustible a una tasa de 1.4 kg/min.

15-92 Una cámara de combustión de flujo estable se alimenta con gas CO a 37°C y 110 kPa a una tasa de 0.4 m^3/min con aire a 25°C y 110 kPa a una tasa de 1.5 kg/min. Los productos de combustión salen de la cámara a 900 K. Suponga que la combustión es completa y determine la tasa de transferencia de calor de la cámara.

15-93 Una cantidad de gas metano (CH_4) a 25°C se quema de manera uniforme con aire seco, que entra a la cámara de combustión a 17°C. El análisis volumétrico en una base seca es 5.20 por ciento de CO_2, 0.33 por ciento de CO, 11.24 por ciento de O_2 y 83.23 por ciento de N_2. Determine *a*) el porcentaje de aire teórico utilizado y *b*) la transferencia de calor de la cámara de combustión por kmol de CH_4 si los productos de combustión salen a 700 K.

15-94 Un recipiente rígido de 6 m^3 contiene inicialmente una mezcla de 1 kmol de gas hidrógeno (H_2) y la cantidad estequiométrica de aire a 25°C. El contenido del recipiente se enciende y todo el hidrógeno en el combustible se convierte en H_2O. Si los productos de combustión se enfrían hasta 25°C, determine *a*) la fracción de H_2O que se condensa y *b*) la transferencia de calor de la cámara de combustión durante este proceso.

15-95 En una cámara de combustión de flujo estable entra gas propano (C_3H_8) a 1 atm y 25°C, y se quema con aire que entra a la cámara en el mismo estado. Determine la temperatura de flama adiabática para *a*) combustión completa con 100 por ciento de aire teórico, *b*) combustión completa con 300 por ciento de aire teórico, y *c*) combustión incompleta (un poco de CO en los productos) con 95 por ciento de aire teórico.

15-96 Determine la temperatura más alta posible que puede obtenerse cuando algo de gasolina líquida (se supone que es C_8H_{18}) a 25°C se quema de manera estable con aire a 25°C y 1 atm. ¿Cuál sería su respuesta si se usara oxígeno puro a 25°C para quemar el combustible en lugar de aire?

15-97E Determine el trabajo potencial de 1 lbmol de diesel ($C_{12}H_{26}$) a 77°F y 1 atm en un ambiente en el mismo estado. *Respuesta:* 3 375 000 Btu

15-98 En una cámara de combustión de flujo estable entra octano líquido (C_8H_{18}) a 25°C y 8 atm a una tasa de 0.8 kg/min. Se quema con 200 por ciento de exceso de aire que se comprime y precalienta hasta 500 K y 8 atm antes de entrar a la cámara de combustión. Luego de la combustión, los productos entran en una turbina adiabática a 1 300 K y 8 atm, y salen a 950 K y 2 atm. Suponga la combustión completa y $T_0 = 25°C$, y determine *a*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión, *b*) la salida de potencia de la turbina y *c*) el trabajo reversible y la destrucción de exergía para todo el proceso.
Respuestas: a) 770 kJ/min, *b)* 263 kW, *c)* 514 kW, 251 kW

15-99 La combustión de un combustible casi siempre produce un aumento de presión cuando el volumen se mantiene constante, o un aumento en el volumen cuando la presión se mantiene constante, debido al aumento en el número de moles y la temperatura. El aumento en la presión o el volumen será máximo cuando la combustión sea completa y cuando suceda adiabáticamente con la cantidad teórica de aire.

Considere la combustión de vapor de alcohol metílico ($CH_3OH(g)$) con la cantidad estequiométrica de aire en una cámara de combustión de 0.8 L. Al principio, la mezcla está a 25°C y 98 kPa. Determine *a*) la presión máxima que puede darse en la cámara de combustión si la combustión se produce a volumen constante, y *b*) el volumen máximo de la cámara de combustión si la combustión sucede a presión constante.

15-100 Reconsidere el problema 15-99. Usando el software EES (u otro) investigue el efecto del volumen inicial de la cámara de combustión, sobre el rango de 0.1 hasta 2.0 L, sobre los resultados. Grafique la presión máxima de la cámara para combustión de volumen constante o el máximo volumen de la cámara para combustión a presión constante como funciones del volumen inicial.

15-101 Repita el problema 15-99 utilizando metano ($CH_4\,(g)$) como el combustible en lugar de alcohol metílico.

15-102 Una mezcla de 40 por ciento en volumen de metano (CH_4) y 60 por ciento en volumen de propano (C_3H_8) se quema completamente con aire teórico y abandona la cámara de combustión a 100°C. Los productos tienen una presión de 100 kPa y se enfrían a presión constante a 39°C. Grafique el diagrama *T-s* para el vapor de agua que no se condensa, si lo hay. ¿Qué cantidad del agua formada durante el proceso de combustión se condensará, en kmol de H_2O sobre kmol de combustible? *Respuesta:* 1.96

15-103 Propano líquido ($C_3H_8\,(\ell)$) ingresa a una cámara de combustión a 25°C y 1 atm a una tasa de 0.4 kg/min donde se mezcla y quema con 150 por ciento de exceso de aire que ingresa a la cámara de combustión a 25°C. La transferencia de calor del proceso de combustión es 53 kW. Escriba la ecuación balanceada de combustión y determine *a*) el flujo másico del aire; *b*) la masa molar promedio (peso molecular) de los gases producto; *c*) el calor específico promedio a presión constante de los gases producto, y *d*) la temperatura de los productos de combustión. *Respuestas: a)* 15.63 kg/min, *b)* 28.63 kg/kmol, *c)* 36.06 kJ/kmol · K, *d)* 1 282 K

15-104 Una mezcla de combustible gaseoso con 30 por ciento de propano (C_3H_8) y 70 por ciento de butano (C_4H_{10}), en volumen base se quema en el aire de tal forma que la razón aire-combustible es 20 kg de aire/kg de combustible cuando se completa el proceso de combustión. Determine *a*) los moles de nitrógeno en el aire suministrados al proceso de combustión, en kmol/kmol de combustible; *b*) los moles de agua formados en el proceso de combustión, en kmol/kmol de combustible, y *c*) los moles de oxígeno en los gases producto.
Respuestas: a) 29.41, *b)* 4.7, *c)* 1.77

15-105 Una mezcla de combustible líquido-gas consiste de 90 por ciento de octano (C_8H_{18}) y 10 por ciento de alcohol (C_2H_5OH), por moles. Este combustible se quema con 200 por ciento de aire teórico seco. Escriba una ecuación de reacción balanceada de la combustión completa de esta mezcla de combusti-

ble. Determine *a*) la razón aire-combustible de esta reacción; *b*) la relación producto-combustible de esta reacción; *c*) la relación aire-flujo para una tasa de flujo de mezcla de combustible de 5 kg/s; y *d*) el poder calorífico más bajo de la mezcla del combustible con 200 por ciento de aire teórico a 25°C. *Respuestas: a*) 14.83 kg de aire/kg de combustible, *b*) 30.54 kg de producto/kg de combustible, *c*) 148.3 kg/s, *d*) 43 672 kJ/kg de combustible

15-106 Puede considerarse que el horno de una central eléctrica está compuesto de dos cámaras: una cámara de combustión adiabática, donde el combustible se quema completo y adiabáticamente, y un intercambiador de calor, donde el calor se transfiere isotérmicamente a una máquina térmica de Carnot. Los gases de combustión en el intercambiador de calor se mezclan muy bien de modo que el intercambiador de calor está a una temperatura uniforme, que todo el tiempo es igual a la temperatura de los gases producto que salen, T_p. La salida de trabajo de la máquina térmica de Carnot se expresa como

$$W = Q\eta_C = Q\left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right)$$

donde Q es la magnitud de la transferencia de calor a la máquina térmica y T_0 es la temperatura del ambiente. La salida de trabajo de la máquina de Carnot será 0 cuando $T_p = T_{fa}$ (lo que significa que los gases producto entrarán y saldrán del intercambiador de calor a la temperatura de la flama adiabática T_{fa}, por lo que $Q = 0$) o cuando $T_p = T_0$ (lo que indica que la temperatura de los gases producto en el intercambiador de calor será T_0, de modo que $\eta_C = 0$), y alcanzará un máximo en algún punto entre los dos valores. Si se trata a los productos de combustión como gases ideales con calores específicos constantes y se supone que no hay cambio en su composición en el intercambiador de calor, demuestre que la salida de trabajo de la máquina térmica de Carnot será máxima cuando

$$T_p = \sqrt{T_{fa}T_0}$$

Asimismo, demuestre que la salida de trabajo máximo de la máquina de Carnot en este caso es

$$W_{máx} = CT_{fa}\left(1 - \sqrt{\frac{T_0}{T_{fa}}}\right)^2$$

donde C es una constante cuyo valor depende de la composición de los gases producto y de sus calores específicos.

15-107 Puede considerarse que el horno de una central eléctrica se compone de dos cámaras: una cámara de combustión adiabática, donde el combustible se quema completa y adiabáticamente, y un intercambiador de calor a contraflujo donde el calor se transfiere a una máquina térmica reversible. El flujo másico del fluido de trabajo de la máquina térmica es tal que el fluido se calienta de T_0 (la temperatura del ambiente) a T_{fa} (la temperatura de flama adiabática) en tanto que los productos de combustión se enfrían de T_{fa} a T_0. Si se trata a los productos de la combustión como gases ideales con calores específicos constantes y si suponemos que no hay cambio en su composición en el intercambiador de calor, demuestre que la salida de trabajo de esta máquina térmica reversible es

$$W = CT_0\left(\frac{T_{fa}}{T_0} - 1 - \ln\frac{T_{fa}}{T_0}\right)$$

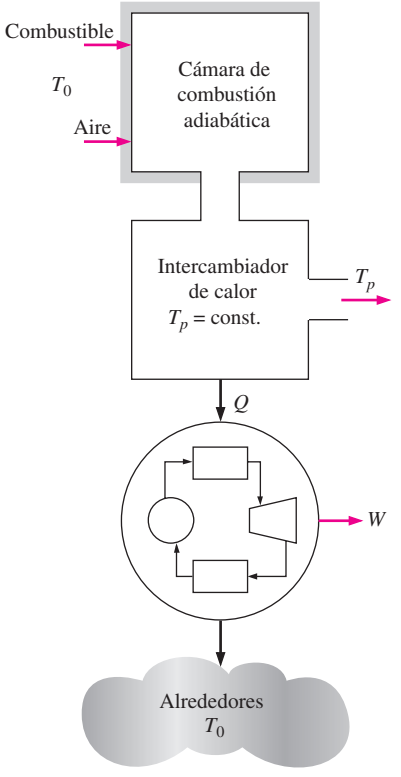


FIGURA P15-106

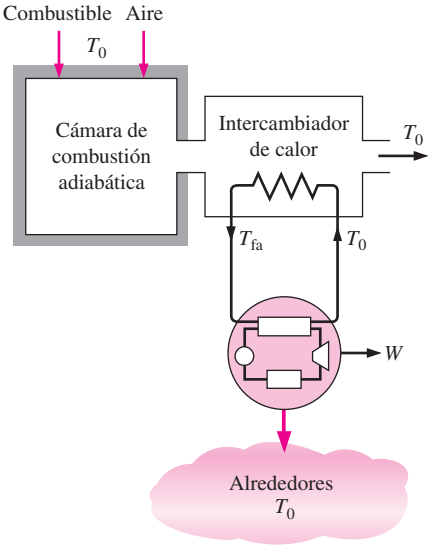


FIGURA P15-107

donde C es una constante cuyo valor depende de la composición de los gases producto y de sus calores específicos.

Demuestre también que la *temperatura de flama efectiva* T_e de este horno es

$$T_e = \frac{T_{fa} - T_0}{\ln(T_{fa}/T_0)}$$

Es decir, la salida de trabajo de la máquina térmica reversible sería la misma si la caldera anterior se considerara como un horno isotérmico a una temperatura constante T_e.

15-108 Usando el software EES (u otro) determine el efecto de la cantidad de aire sobre la temperatura de flama adiabática de octano líquido (C_8H_{18}). Suponga que tanto el aire como el octano están inicialmente a 25°C. Determine la temperatura de flama adiabática para 75, 90, 100, 120, 150, 200, 300, 500 y 800 por ciento de aire teórico. Suponga que el hidrógeno en el combustible siempre se quema en H_2O y que el carbono lo hace en CO_2, excepto cuando existe una deficiencia de aire. En el último caso, suponga que parte del carbono forma CO. Grafique la temperatura de flama adiabática contra el porcentaje de aire teórico y discuta los resultados.

15-109 Usando el software EES (u otro) escriba un programa general para determinar la transferencia de calor durante la combustión completa de un combustible hidrocarburo (C_nH_m) a 25°C en una cámara de combustión de flujo estable, cuando están especificados el porcentaje de exceso de aire y las temperaturas del aire y de los productos. Como ejemplo muestra, determine la transferencia de calor por unidad de masa de combustible mientras propano líquido (C_3H_8) es quemado uniformemente con 50 por ciento de exceso de aire a 25°C, y los productos de la combustión dejan la cámara de combustión a 1 800 K.

15-110 Usando el software EES (u otro) escriba un programa general para determinar la temperatura de flama adiabática durante la ignición completa de un combustible hidrocarburo C_nH_m a 25°C en una cámara de combustión de flujo estable cuando están especificados el porcentaje de exceso de aire y su temperatura. Como un ejemplo muestra, determine la temperatura de flama adiabática de propano líquido (C_3H_8) conforme se quema de manera estable con 50 por ciento de exceso de aire a 25°C.

15-111 Usando el software EES (u otro) determine la temperatura de flama adiabática de los combustibles CH_4 (g), $C_2H_2(g)$, $CH_3OH(g)$, $C_3H_8(g)$, $C_8H_{18}(\ell)$. Suponga que tanto el combustible como el aire entran a la cámara de combustión de flujo estable a 25°C.

15-112 Usando el software EES (u otro) determine el porcentaje mínimo de exceso de aire que necesita ser usado por los combustibles $CH_4(g)$, $C_2H_2(g)$, $CH_3OH(g)$, $C_3H_8(g)$, $C_8H_{18}(\ell)$ si la temperatura de flama adiabática no debe exceder los 1 500 K. Suponga que tanto el combustible como el aire entran a la cámara de combustión de flujo estable a 25°C.

15-113 Usando el software EES (u otro) repita el problema 15-112 para temperaturas de flama adiabática de *a*) 1 200 K, *b*) 1 750 K y *c*) 2 000 K.

15-114 Usando el software EES (u otro) determine la temperatura de flama adiabática de $CH_4(g)$ cuando el combustible y el aire entran a la cámara de combustión a 25°C para los casos de 0, 20, 40, 60, 80, 100, 200, 500 y 1 000 por ciento de exceso de aire.

15-115 Usando el software EES (u otro) determine la tasa de transferencia de calor para los combustibles $CH_4(g)$, $C_2H_2(g)$, $CH_3OH(g)$, $C_3H_8(g)$ y $C_8H_{18}(\ell)$ cuando son quemados completamente en una cámara de combustión de flujo estable con la cantidad teórica de aire. Suponga que los reactivos entran a la cámara de combustión a 298 K y que los productos salen a 1 200 K.

15-116 Usando el software EES (u otro) repita el problema 15-115 para *a*) 50, *b*) 100 y *c*) 200 por ciento de exceso de aire.

15-117 Usando el software EES (u otro) determine el combustible entre $CH_4(g)$, $C_2H_2(g)$, $C_2H_6(g)$, $C_3H_8(g)$, $C_8H_{18}(\ell)$ que proporciona la temperatura más elevada cuando se quema completamente en una cámara adiabática de volumen constante con la cantidad teórica de aire. Suponga que los reactivos están en el estado de referencia estándar.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería

15-118 Un combustible es quemado con 90 por ciento de aire teórico. Esto es equivalente a

a) 10 por ciento de exceso de aire.
b) 90 por ciento de exceso de aire.
c) 10 por ciento de deficiencia de aire
d) 90 por ciento de deficiencia de aire
e) cantidad estequiométrica de aire

15-119 Algo de propano (C_3H_8) es quemado con 150 por ciento de aire teórico. La razón masa de aire-combustible para este proceso de combustión es

a) 5.3 *b*) 10.5 *c*) 15.7
d) 23.4 *e*) 39.3

15-120 Un kmol de metano (CH_4) se quema con una cantidad desconocida de aire durante un proceso de combustión. Si la combustión es completa y existen 2 kmol de O_2 libre en los productos, la relación de masa de aire-combustible es

a) 34.3 *b*) 17.2 *c*) 19.0
d) 14.9 *e*) 12.1

15-121 Un combustible es quemado uniformemente en una cámara de combustión. La temperatura de combustión será la mayor excepto cuando
a) el combustible es precalentado.
b) el combustible es quemado con una deficiencia de aire.
c) el aire es seco.
d) la cámara de combustión está bien aislada.
e) la combustión es completa.

15-122 Una mezcla equimolar de dióxido de carbono y vapor de agua a 1 atm y 60°C entra en una sección de deshumi-

dificación donde todo el vapor de agua se condensa y se elimina de la mezcla, y el dióxido de carbono sale a 1 atm y 60°C. El cambio de entropía del dióxido de carbono en la sección de deshumidificación es

a) −2.8 kJ/kg · K *b*) −0.13 kJ/kg · K
c) 0 *d*) 0.13 kJ/kg · K
e) 2.8 kJ/kg · K

15-123 Algo de metano (CH_4) es quemado completamente con 80 por ciento de exceso de aire durante un proceso de combustión de flujo estable. Si tanto los reactivos como los productos se mantienen a 25°C y 1 atm, y el agua en los productos existe en forma líquida, la transferencia de calor de la cámara de combustión por unidad de masa de metano es

a) 890 MJ/kg *b*) 802 MJ/kg *c*) 75 MJ/kg
d) 56 MJ/kg *e*) 50 MJ/kg

15-124 El mayor valor de calentamiento de un combustible hidrocarburo C_nH_m con $m = 8$ está dado como 1 560 MJ/kmol de combustible. Entonces su mínimo valor de calentamiento es

a) 1 384 MJ/kmol *b*) 1 208 MJ/kmol
c) 1 402 MJ/kmol *d*) 1 514 MJ/kmol
e) 1 551 MJ/kmol

15-125 Un poco de gas acetileno (C_2H_2) es quemado completamente durante un proceso de combustión de flujo estable. El combustible y el aire ingresan a la cámara de combustión a 25°C, y los productos salen a 1 500 K. Si la entalpía de los productos, relativa al estado de referencia estándar, es de −404 MJ/kmol de combustible, la transferencia calórica de la cámara de combustión es

a) 177 MJ/kmol *b*) 227 MJ/kmol *c*) 404 MJ/kmol
d) 631 MJ/kmol *e*) 751 MJ/kmol

15-126 Algo de gas benceno (C_6H_6) es quemado con 90 por ciento de aire teórico durante un proceso de combustión de flujo estable. La fracción molar del CO en el producto es

a) 1.6 por ciento *b*) 4.4 por ciento *c*) 2.5 por ciento
d) 10 por ciento *e*) 16.7 por ciento

15-127 Un combustible es quemado durante un proceso de combustión de flujo estable. El calor es disipado a los alrededores a 300 K a una tasa de 1 120 kW. La entropía de los reactivos que entran por unidad de tiempo es de 17 kW/K y la de los productos es de 15 kW/K. La tasa total de destrucción de exergía durante este proceso de combustión es

a) 520 kW *b*) 600 kW *c*) 1 120 kW
d) 340 kW *e*) 739 kW

Problemas de diseño y de ensayo

15-128 Diseñe un proceso de combustión adecuado para utilizarse en una máquina de turbina de gas. Analice las posibles elecciones de combustible para las diversas aplicaciones de la máquina.

15-129 Con frecuencia se utilizan los recipientes a volumen constante que contienen mezclas inflamables de vapores de hidrocarburos y aire a bajas presiones. Aunque la ignición de estas mezclas es muy improbable mientras no haya una fuente flamable en el recipiente, las normas de seguridad y diseño requieren que el recipiente soporte cuatro veces la presión que puede ocurrir si se presenta una explosión en el recipiente. Para el caso de presiones de operación manométricas menores a 25 kPa, determine la presión para la cual estos recipientes deben diseñarse con el propósito de cumplir los requerimientos de las normas correspondientes a *a*) acetileno $C_2H_2(g)$, *b*) propano $C_3H_8(g)$ y *c*) *n*-octano $C_8H_{18}(g)$. Justifique todas las suposiciones que considere necesarias.

15-130 El manejo seguro de materiales peligrosos de desecho es una de las principales preocupaciones ambientales de las sociedades industrializadas y crea grandes retos para los ingenieros. Los métodos que más se usan incluyen el relleno de tierras, el enterramiento, el reciclado y la incineración o la quema. La incineración se usa como un medio práctico para la disposición de desechos combustibles, como los materiales orgánicos. Las regulaciones de la EPA de Estados Unidos exigen que los materiales de desecho se quemen casi por completo por arriba de una temperatura específica sin contaminar el ambiente. Mantener la temperatura sobre cierto nivel (por lo común alrededor de 1 100°C) requiere el uso de un combustible cuando la combustión sola de un material de desecho no es suficiente para obtener la temperatura mínima especificada.

Cierto proceso industrial genera una solución líquida de etanol y agua como producto de desecho a una tasa de 10 kg/s. La fracción de masa del etanol en la solución es 0.2. Esta solución se quema con metano (CH_4) en una cámara de combustión de flujo estable. Proponga un proceso de combustión que lleve a cabo esta tarea con una cantidad mínima de metano. Enuncie sus suposiciones.

15-131 Obtenga la siguiente información acerca de una central eléctrica cercana a su localidad: la salida neta de potencia, el tipo y la cantidad de combustible, la potencia consumida por las bombas, los ventiladores y otros equipos auxiliares; las emisiones por la chimenea y la tasa de rechazo de calor en el condensador. Con estos datos, determine la tasa de pérdida de calor de las tuberías y de otros componentes, y calcule la eficiencia térmica de la central.

15-132 ¿Qué es un combustible oxigenado? ¿Cómo compararía usted el poder calorífico de combustibles oxigenados con el de combustibles hidrocarburos similares por unidad de masa? ¿Por qué se ha ordenado el uso de combustibles oxigenados en algunas grandes ciudades durante el invierno?

15-133 Un promisorio método de generación de potencia mediante la conversión de energía directa es el uso de generadores magneto-hidrodinámicos (MHD). Escriba un ensayo acerca del estado actual de los generadores MHD. Explique sus principios de operación y cómo difieren de las centrales eléctricas convencionales. Comente los problemas que necesitan superarse antes de que los generadores MHD se conviertan en una realidad.

Capítulo 16

EQUILIBRIO QUÍMICO Y DE FASE

En el capítulo 15 se estudiaron los procesos de combustión, bajo el supuesto de que la combustión era completa cuando había suficiente tiempo y oxígeno. Sin embargo, a menudo, esto no sucede así. Una reacción química puede alcanzar un estado de equilibrio antes de que se complete aun cuando exista suficiente tiempo y oxígeno.

Se dice que un sistema se encuentra en *equilibrio* si no se presentan cambios dentro del mismo cuando es aislado de sus alrededores. Un sistema aislado está en *equilibrio mecánico* si no ocurren cambios de presión; está en *equilibrio térmico* si no ocurren cambios de temperatura; está en *equilibrio de fase* si no se presentan transformaciones de una fase a otra; y está en *equilibrio químico* si no se presentan cambios en la composición química del sistema. Las condiciones de equilibrio mecánico y térmico son obvias, sin embargo, las condiciones de equilibrio químico y de fase no lo son.

El criterio de equilibrio para sistemas reactivos se basa en la segunda ley de la termodinámica; más específicamente, en el principio de incremento de entropía. En sistemas adiabáticos, el equilibrio químico se establece cuando la entropía del sistema reactivo alcanza un valor máximo. Sin embargo, la mayoría de los sistemas reactivos que se encuentran en la práctica no son adiabáticos. Por lo tanto, es necesario desarrollar un criterio de equilibrio aplicable a cualquier sistema reactivo.

En este capítulo se desarrolla un criterio general para el equilibrio térmico y se aplica a mezclas reactivas de gases ideales. En seguida, se hace extensivo este análisis a reacciones simultáneas. Por último, se analiza el equilibrio de fase en sistemas no reactivos.

Objetivos

En el capítulo 16, los objetivos son:

- Desarrollar el criterio de equilibrio para sistemas reactivos con base en la segunda ley de la termodinámica.
- Desarrollar un criterio general para el equilibrio térmico aplicable a cualquier sistema reactivo basado en la minimización de la función de Gibbs para el sistema.
- Definir y evaluar la constante de equilibrio químico.
- Aplicar el criterio general para el análisis del equilibrio químico, en mezclas reactivas de gases ideales.
- Aplicar el criterio general para el análisis del equilibrio químico en reacciones simultáneas.
- Relacionar la constante de equilibrio químico con la entalpía de la reacción.
- Establecer el equilibrio de fase para sistemas no reactivos en términos de la función de Gibbs específica de las fases de una sustancia pura.
- Aplicar la regla de fase de Gibbs para determinar el número de variables independientes asociadas con un sistema multifase y multicomponente.
- Aplicar la ley de Henry y la de Raoult en gases disueltos en líquidos.

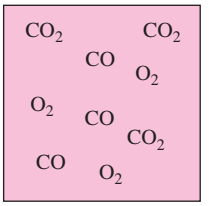


FIGURA 16-1
Una cámara de reacción que contiene una mezcla de CO_2, CO y O_2 a una temperatura y presión específicas.

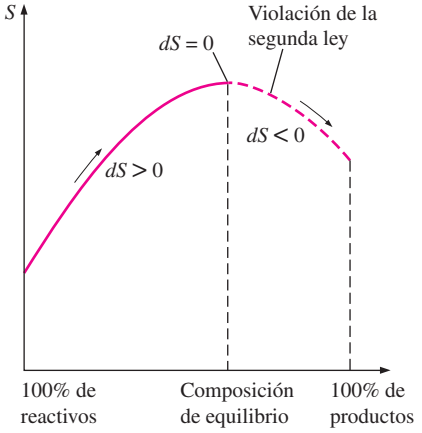


FIGURA 16-2
Criterio de equilibrio de una reacción química que se lleva a cabo adiabáticamente.

FIGURA 16-3
Una masa de control experimenta una reacción química a una temperatura y presión específicas.

16-1 ▪ CRITERIO PARA EL EQUILIBRIO QUÍMICO

Considere una cámara de reacción que contenga una mezcla de CO, O_2 y CO_2 a una temperatura y presión específicas. Trate de predecir lo que sucederá en dicha cámara (figura 16-1). Quizás la primera idea que venga a la mente sea una reacción química entre el CO y el O_2 para formar más CO_2:

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$$

Esta reacción es, ciertamente, una posibilidad, sin embargo, no es la única. También puede suceder que parte del CO_2 en la cámara de combustión se disocie en CO y O_2. Aun podría existir una tercera posibilidad que fuera no tener reacciones entre los tres componentes, esto es, para que el sistema estuviera en equilibrio químico. Es aparente que, aunque se conoce la temperatura, la presión y la composición (y por ende el estado) del sistema, estamos incapacitados para predecir si el sistema se encuentra en equilibrio químico. En este capítulo se desarrollan las herramientas necesarias para solucionar lo anterior.

Suponga que la mezcla de CO, O_2 y CO_2 mencionada antes se encuentra en equilibrio químico a una temperatura y presión específicas. La composición química de la mezcla no cambia a menos que la temperatura y presión de la mezcla cambie. Esto es, una mezcla reactiva —en general— tiene diferentes composiciones de equilibrio a presiones y temperaturas distintas. Por lo tanto, cuando se desarrolla un criterio general para el equilibrio químico, se considera un sistema reactivo bajo una presión y temperatura establecidas.

Tomando la dirección positiva de la transferencia de calor hacia el sistema, principio del incremento de la entropía para un sistema reactivo o no reactivo se expresó en el capítulo 7 como

$$dS_{sis} \geq \frac{\delta Q}{T} \qquad \textbf{(16-1)}$$

Un sistema y sus alrededores forman un sistema adiabático y, para dichos sistemas, la ecuación 16-1 se reduce a $dS_{sis} \geq 0$. Esto es, una reacción química en una cámara adiabática se lleva a cabo en la dirección donde la entropía aumenta. Cuando la entropía alcanza un valor máximo, la reacción se detiene (Fig. 16-2). Por lo tanto, la entropía es una propiedad muy útil en el análisis de sistemas adiabáticos reactivos.

Sin embargo, cuando un sistema reactivo involucra una transferencia de calor, el uso de la ecuación del principio de incremento de entropía (Ec. 16-1) resulta impráctico, puesto que éste requiere de un conocimiento de la transferencia calórica entre el sistema y sus alrededores. Un método más práctico sería desarrollar una relación para el criterio de equilibrio en términos de las propiedades de los sistemas reactivos solamente. Dicha relación se desarrolla a continuación.

Considere un sistema compresible simple reactivo (o no reactivo) con una masa constante con modos de trabajo en cuasiequilibrio solamente a una temperatura específica T y bajo una presión P (Fig. 16-3). Combinando las ecuaciones de primera y segunda ley para este sistema se obtiene

$$\left.\begin{aligned} \delta Q - P\,dV &= dU \\ dS &\geq \frac{\delta Q}{T} \end{aligned}\right\} \quad dU + P\,dV - T\,ds \leq 0 \qquad \textbf{(16-2)}$$

El diferencial de la función de Gibbs ($G = H - TS$) a presión y temperatura constantes es

$$\begin{aligned}(dG)_{T,P} &= dH - T\,dS - S\,dT \\ &= (dU + P\,dV + V\,dP)^{\nearrow 0} - T\,dS - S\,dT^{\nearrow 0} \\ &= dU + P\,dV - T\,dS\end{aligned} \tag{16-3}$$

De las ecuaciones 16-2 y 16-3, se tiene que $(dG)_{T,P} \leq 0$. Por lo tanto, una reacción química a una temperatura y presión específicas se lleva a cabo en la dirección de una función de Gibbs decreciente. La reacción se detiene y se establece el equilibrio químico cuando la función de Gibbs alcanza un valor mínimo (Fig. 16-4). Por lo tanto, el criterio para el equilibrio químico puede expresarse como

$$(dG)_{T,P} = 0 \tag{16-4}$$

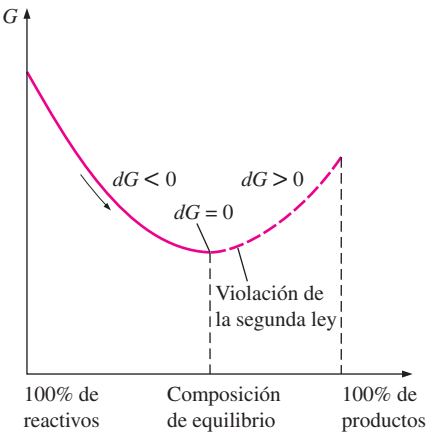


FIGURA 16-4
Criterio de equilibrio químico para una masa fija a una temperatura y presión específicas.

Una reacción química a una temperatura y presión específicas no puede llevarse a cabo en la dirección de la función de Gibbs creciente puesto que sería una violación a la segunda ley de la termodinámica. Note que si la temperatura o la presión se modifican, el sistema reactivo tendrá un estado de equilibrio diferente, que es el estado de la función de Gibbs mínima a la nueva presión y temperatura.

Para obtener una relación para el equilibrio químico en términos de las propiedades de los componentes individuales, considere una mezcla de cuatro componentes químicos A, B, C y D que se encuentren en equilibrio a una temperatura y presión específicas. Permita que el número de moles de los componentes respectivos sean N_A, N_B, N_C y N_D. Ahora considere una reacción que ocurra a un grado infinitesimal durante el cual las cantidades diferenciales de A y B (reactivos) se conviertan en C y D (productos), mientras que la temperatura y la presión permanezcan constantes (Fig. 16-5):

$$dN_A A + dN_B B \longrightarrow dN_C C + dN_D D$$

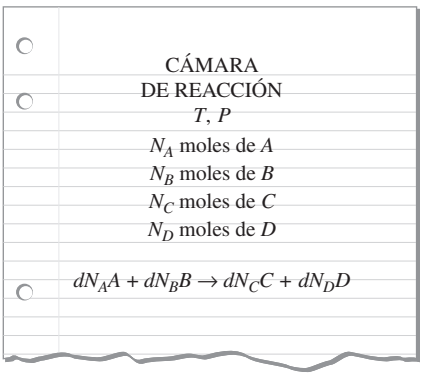


FIGURA 16-5
Una reacción infinitesimal en una cámara a una temperatura y presión constantes.

El criterio de equilibrio (Ec. 16-4) requiere que el cambio en la función de Gibbs de la mezcla durante este proceso sea igual a cero. Esto es,

$$(dG)_{T,P} = \sum (dG_i)_{T,P} = \sum (\bar{g}_i\,dN_i)_{T,P} = 0 \tag{16-5}$$

o

$$\bar{g}_C\,dN_C + \bar{g}_D\,dN_D + \bar{g}_A\,dN_A + \bar{g}_B\,dN_B = 0 \tag{16-6}$$

donde las $\bar{g}$ son las funciones de Gibbs molares (también llamadas *potenciales químicos*) a una temperatura y presión específicas, y las dN son los cambios diferenciales en el número de moles de los componentes.

Para encontrar una relación entre las dN, se escribe la reacción estequiométrica (teórica) correspondiente

$$\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D \tag{16-7}$$

donde las ν son los coeficientes estequiométricos, los cuales se evalúan de forma sencilla una vez que la reacción haya sido especificada. La reacción estequiométrica juega un papel muy importante en la determinación de la

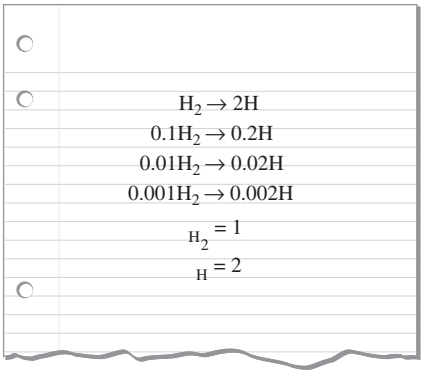


FIGURA 16-6

Los cambios en el número de moles de los componentes durante una reacción química son proporcionales a los coeficientes estequiométricos, sin considerar el alcance de la reacción.

composición de equilibrio de las mezclas reactivas, ya que los cambios en el número de moles de los componentes son proporcionales a los coeficientes estequiométricos (Fig. 16-6). Esto es,

$$dN_A = -\varepsilon\nu_A \qquad dN_C = \varepsilon\nu_C$$
$$dN_B = -\varepsilon\nu_B \qquad dN_D = \varepsilon\nu_D \tag{16-8}$$

donde ε es la constante de proporcionalidad y representa el alcance de una reacción. Se agrega un signo de "menos" a los dos primeros términos ya que el número de moles de los reactivos A y B disminuye a medida que la reacción se lleva a cabo.

Por ejemplo, si los reactivos son C_2H_6 y O_2 y los productos son CO_2 y H_2O, la reacción de 1 μmol (10^{-6} mol) de C_2H_6 resulta en un incremento de 2 μmol en CO_2, un incremento de 3 μmol en H_2O y un decremento de 3.5 μmol en O_2, de acuerdo con la ecuación estequiométrica

$$C_2H_6 + 3.5O_2 \quad \rightarrow \quad 2CO_2 + 3H_2O$$

Esto es, el cambio en el número de moles de un componente es una millonésima ($\varepsilon = 10^{-6}$) del coeficiente estequiométrico de ese componente en este caso.

Sustituyendo las relaciones de la ecuación 16-8 en la ecuación 16-6 y eliminando ε, se obtiene

$$\nu_C\bar{g}_C + \nu_D\bar{g}_D - \nu_A\bar{g}_A - \nu_B\bar{g}_B = 0 \tag{16-9}$$

Esta ecuación involucra los coeficientes estequiométricos y las funciones de Gibbs molares de los reactivos y de los productos, y se conoce como el **criterio del equilibrio químico**. Es válido para cualquier reacción química sin tomar en consideración las fases involucradas.

La ecuación 16-9 se desarrolló para una reacción química que, por simplicidad, incluya dos reactivos y dos productos; sin embargo, puede modificarse fácilmente para manejar reacciones químicas con cualquier número de reactivos y productos. A continuación, se analiza el criterio de equilibrio para mezclas de gases ideales.

16-2 ▪ LA CONSTANTE DE EQUILIBRIO PARA MEZCLAS DE GASES IDEALES

Considere una mezcla de gases ideales que se encuentren en equilibrio bajo una presión y temperatura constantes. Como en el caso de la entropía, la función de Gibbs de un gas ideal depende de la temperatura así como de la presión. Los valores de la función de Gibbs generalmente se enlistan contra la temperatura bajo una presión constante de referencia P_0, la cual se toma como 1 atm. La variación de la función de Gibbs de un gas ideal con presión a una temperatura fija se determina utilizando la definición de la función de Gibbs ($\bar{g} = \bar{h} - T\bar{s}$) y la relación de cambio de entropía para procesos isotérmicos [$\Delta\bar{s} = -R_u \ln(P_2/P_1)$]. Esto resulta en

$$(\Delta\bar{g})_T = \Delta\bar{h}^{\nearrow 0} - T(\Delta\bar{s})_T = -T(\Delta\bar{s})_T = R_uT\ln\frac{P_2}{P_1}$$

Por lo tanto, la función de Gibbs del componente i para una mezcla de gases ideales a su presión parcial P_i y a una temperatura de mezcla T puede expresarse como

$$\bar{g}_i(T, P_i) = \bar{g}_i^*(T) + R_uT\ln P_i \tag{16-10}$$

donde $\bar{g}_i^*(T)$ representa la función de Gibbs de un componente i a 1 atm de presión y temperatura T, y P_i representa la presión parcial del componente i en atmósferas. Sustituyendo la expresión de la función de Gibbs para cada componente en la ecuación 16-9, se obtiene

$$\nu_C[\bar{g}_C^*(T) + R_uT\ln P_C] + \nu_D[\bar{g}_D^*(T) + R_uT\ln P_D] - \nu_A[\bar{g}_A^*(T) + R_uT\ln P_A] - \nu_B[\bar{g}_B^*(T) + R_uT\ln P_B] = 0$$

Por conveniencia, se define el **cambio de la función de Gibbs en estado estándar** como

$$\Delta G^*(T) = \nu_C\bar{g}_C^*(T) + \nu_D\bar{g}_D^*(T) - \nu_A\bar{g}_A^*(T) - \nu_B\bar{g}_B^*(T) \qquad \textbf{(16-11)}$$

Sustituyendo, se obtiene

$$\Delta G^*(T) = -R_uT(\nu_C\ln P_C + \nu_D\ln P_D - \nu_A\ln P_A - \nu_B\ln P_B) = -R_uT\ln\frac{P_C^{\nu_C}P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A}P_B^{\nu_B}} \qquad \textbf{(16-12)}$$

Ahora se define la **constante de equilibrio** K_P para el equilibrio químico de las mezclas de gases ideales como

$$K_P = \frac{P_C^{\nu_C}P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A}P_B^{\nu_B}} \qquad \textbf{(16-13)}$$

Sustituyendo en la ecuación 16-12 y reacomodando términos se obtiene

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_uT} \qquad \textbf{(16-14)}$$

En consecuencia, la constante de equilibrio K_P de una mezcla de gases ideales a una temperatura específica puede determinarse a partir de un conocimiento del cambio de la función de Gibbs en estado estándar a la misma temperatura. En la tabla A-28 se proporcionan valores de K_P para varias reacciones.

Una vez que se conoce la constante de equilibrio, se puede utilizar para determinar la composición de equilibrio de las mezclas reactivas de gases ideales. Esto se logra expresando las presiones parciales de los componentes en términos de sus fracciones molares:

$$P_i = y_iP = \frac{N_i}{N_{\text{total}}}P$$

donde P es la presión total y N_{total} es el número total de moles presentes en la cámara de reacción, incluyendo cualesquier *gases inertes*. Reemplazando las presiones parciales en la ecuación 16-13 por la relación anterior y reacomodando términos, se obtiene (Fig. 16-7)

$$K_P = \frac{N_C^{\nu_C}N_D^{\nu_D}}{N_A^{\nu_A}N_B^{\nu_B}}\left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\Delta\nu} \qquad \textbf{(16-15)}$$

donde

$$\Delta\nu = \nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B$$

La ecuación 16-15 está escrita para una reacción que involucra dos reactivos y dos productos; sin embargo, puede hacerse extensiva a reacciones que involucren cualquier número de reactivos y productos.

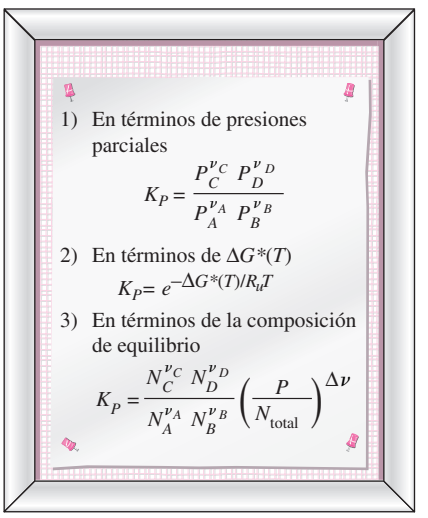

1) En términos de presiones parciales
$K_P = \frac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}}$
2) En términos de $\Delta G^*(T)$
$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_uT}$
3) En términos de la composición de equilibrio
$K_P = \frac{N_C^{\nu_C} N_D^{\nu_D}}{N_A^{\nu_A} N_B^{\nu_B}}\left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\Delta\nu}$

FIGURA 16-7
Tres relaciones equivalentes para K_P en mezclas reactivas de gases ideales.

EJEMPLO 16-1 Constante de equilibrio de un proceso de disociación

Utilizando la ecuación 16-14 y los datos de la función de Gibbs, determine la constante de equilibrio KP para el proceso de disociación $N_2 \rightarrow 2N$ a 25°C. Compare el resultado con el valor de K_P listado en la tabla A-28.

Solución El equilibrio constante de la reacción $N_2 \rightarrow 2N$ está listada en la tabla A-28 a diferentes temperaturas. Se verificará este valor utilizando los datos de la función de Gibbs.

Suposiciones **1** Los constituyentes de la mezcla son gases ideales. **2** La mezcla de equilibrio consiste solamente de N_2 y N.

Propiedades La constante de equilibrio de esta reacción a 298 K es $\ln K_P = -367.5$ (tabla A-28). La función de formación de Gibbs a 25°C y 1 atm es O para N_2 y 455 510 kJ/kmol para N (tabla A-26).

Análisis En ausencia de las tablas para K_P, éste puede determinarse a partir de los datos de la función de Gibbs y de la ecuación 16-14,

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_u T}$$

donde, de la ecuación 16-11,

$$\begin{aligned}\Delta G^*(T) &= {}_{N}\bar{g}^*_{N}(T) - {}_{N_2}\bar{g}^*_{N_2}(T)\\ &= (2)(455\ 510\ \text{kJ/kmol}) - 0\\ &= 911\ 020\ \text{kJ/kmol}\end{aligned}$$

Sustituyendo, se encuentra que

$$\begin{aligned}\ln K_P &= -\frac{911\ 020\ \text{kJ/kmol}}{(8.314\ \text{kJ/kmol}\cdot\text{K})(298.15\ \text{K})}\\ &= -367.5\end{aligned}$$

o

$$K_P \cong \mathbf{2 \times 10^{-160}}$$

El valor calculado de K_P coincide con el valor listado en la tabla A-28. El valor de K_P de esta reacción es prácticamente cero, indicando que esta reacción no se llevará a cabo a esta temperatura.

Explicación Note que esta reacción involucra un producto (N) y un reactivo (N_2), y los coeficientes estequiométricos para esta reacción son $\nu_N = 2$ y $\nu_{N_2} = 1$. Asimismo, note que a la función de Gibbs de todos los elementos estables (como el N_2) se le asigna un valor de cero en el estado de referencia estándar de 25°C y 1 atm. Los valores de la función de Gibbs a otras temperaturas pueden calcularse a partir de los datos de la entalpía y de la entropía absoluta utilizando la definición de la función de Gibbs, $\bar{g}^*(T) = \bar{h}(T) - T\bar{s}^*(T)$, donde $\bar{h}(T) = \bar{h}^*_f + \bar{h}_T - \bar{h}_{298\ K}$.

EJEMPLO 16-2 Temperatura de disociación del hidrógeno

Determine la temperatura a la que un 10 por ciento de hidrógeno diatómico (H_2) se disocia en hidrógeno monoatómico (H) bajo una presión de 10 atm.

Solución Se determinará la temperatura a la que 10 por ciento de H_2 se disocia en 2H.

Suposiciones **1** Los componentes de la mezcla son gases ideales. **2** La mezcla en equilibrio consiste únicamente de H_2 y H.

Análisis Éste es un proceso de disociación significativo sólo a muy altas temperaturas. Por simplicidad, se considera 1 kmol de H_2, como se muestra en la figura 16-8. Las reacciones estequiométrica y real en este caso es como sigue:

Estequiometría: $H_2 \rightleftharpoons 2H$ (así $\nu_{H_2} = 1$ y $\nu_H = 2$)

Real: $H_2 \longrightarrow \underbrace{0.9H_2}_{\text{reactivos (desechos)}} + \underbrace{0.2H}_{\text{productos}}$

Se utiliza una doble flecha para la reacción estequiométrica para diferenciarla de la reacción real. Esta reacción involucra un reactivo (H_2) y un producto (H). La composición de equilibrio consiste en 0.9 kmol de H_2 (el reactivo de desecho) y 0.2 kmol de H (el nuevo producto formado). Por lo tanto, $N_{H_2} = 0.9$ y $N_H = 0.2$ y la constante de equilibrio K_P se determina a partir de la ecuación 16-5 como

$$K_P = \frac{N_H^{\nu_H}}{N_{H_2}^{\nu_{H_2}}}\left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_H - \nu_{H_2}} = \frac{(0.2)^2}{0.9}\left(\frac{10}{0.9 + 0.2}\right)^{2-1} = 0.404$$

De la tabla A-28, la temperatura correspondiente a este valor de K_P es

$$T = \mathbf{3\,535\ K}$$

Explicación Se concluye que 10 por ciento de H_2 se disocia en H cuando la temperatura se eleva a 3 535 K. Si el valor de la temperatura se incrementa más, el porcentaje de H_2 que se disocia en H también aumentará.

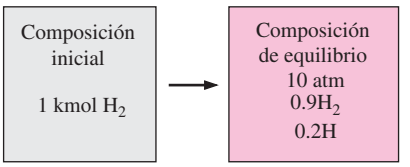


FIGURA 16-8
Esquema para el ejemplo 16-2.

Se utiliza una doble flecha en las ecuaciones de equilibrio como una indicación de que una reacción química no se detiene cuando se establece el equilibrio químico; en lugar de eso, ésta continúa avanzando en ambas direcciones a la misma velocidad. Esto es, en el estado de equilibrio, los reactivos se agotan a la misma velocidad exactamente a la que son repuestos por los productos por la reacción inversa.

16-3 ▪ ALGUNAS OBSERVACIONES RESPECTO A LA K_P DE LAS MEZCLAS DE GASES IDEALES

En la última sección se desarrollaron tres expresiones equivalentes para la constante de equilibrio K_P de las mezclas reactivas de gases ideales: la ecuación 16-13, que expresa K_P en términos de *presiones parciales*; la ecuación 16-14, que expresa K_P en términos del *cambio de la función de Gibbs en estado estándar* $\Delta G^*(T)$, y la ecuación 16-15, que expresa K_P en términos del *número de moles* de los componentes. Las tres relaciones son equivalentes; sin embargo, a veces el uso de una es más conveniente que el de las otras. Por ejemplo, la ecuación 16-15 es más apropiada para determinar la composición de equilibrio de una mezcla reactiva de gases ideales a una temperatura y presión específicas. Con base en estas relaciones, se pueden obtener las conclusiones siguientes respecto a la constante de equilibrio K_P de las mezclas de gases ideales:

1. *La K_P de una reacción depende únicamente de la temperatura*. Es independiente de la presión de equilibrio de la mezcla, y no resulta afectada por la presencia de gases inertes. Esto se debe a que K_P depende de $\Delta G^*(T)$, el cual depende solamente de la temperatura, y el $\Delta G^*(T)$ de los gases inertes es

cero (véase Ec. 16-14). Por lo tanto, a una temperatura específica, las cuatro reacciones siguientes tienen el mismo valor K_P:

$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \qquad \text{a 1 atm}$$
$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \qquad \text{a 5 atm}$$
$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 + 3N_2 \rightleftharpoons H_2O + 3N_2 \qquad \text{a 3 atm}$$
$$H_2 + 2O_2 + 5N_2 \rightleftharpoons H_2O + 1.5O_2 + 5N_2 \qquad \text{a 2 atm}$$

2. *La K_P de la reacción inversa es $1/K_P$.* Esto se puede observar fácilmente en la ecuación 16-13. Para reacciones inversas, los productos y los reactivos intercambian lugares y, por lo tanto, los términos en el numerador se cambian al denominador y viceversa. Como consecuencia, la constante de equilibrio de la reacción inversa se convierte en $1/K_P$. Por ejemplo, de la tabla A-28,

$$K_P = 0.1147 \times 10^{11} \quad \text{para} \quad H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \quad \text{a 1 000 K}$$
$$K_P = 8.718 \times 10^{-11} \quad \text{para} \quad H_2O \rightleftharpoons H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \quad \text{a 1 000 K}$$

3. *A medida que es más grande el valor de K_P, la reacción es más completa.* Esto también es aparente a partir de la figura 16-9 y de la ecuación 16-13. Si la composición de equilibrio consta en gran medida de gases producto, las presiones parciales de los productos (P_C y P_D) son significativamente más grandes que las presiones parciales de los reactivos (P_A y P_B), lo cual resulta en un valor más grande de K_P. En el caso límite de una reacción completa (sin reactivos de desecho en la mezcla en equilibrio), K_P se aproxima a infinito. Por el contrario, valores muy pequeños de K_P indican que una reacción no se lleva a cabo en grado significativo. Por lo tanto, las reacciones con valores muy pequeños de K_P a una temperatura específica pueden despreciarse.

En general, una reacción con $K_P > 1\ 000$ (o $\ln K_P > 7$) se supone que se lleva a cabo hasta completarse, y una reacción con $K_P < 0.001$ (o $\ln K_P < -7$) se supone que no se presenta. Por ejemplo, $\ln K_P = -6.8$ para la reacción $N_2 \rightleftharpoons 2N$ a 5 000 K. Por lo tanto, la disociación de N_2 en nitrógeno monoatómico (N) puede ignorarse a temperaturas inferiores a 5 000 K.

4. *La presión de la mezcla afecta la composición de equilibrio* (aunque no afecta a la constante de equilibrio K_P). Lo anterior puede observarse en la ecuación 16-15, la cual involucra el término $P^{\Delta\nu}$, donde $\Delta\nu = \Sigma\ \nu_P - \Sigma\ \nu_R$ (la diferencia entre el número de moles de los productos y el número de moles de los reactivos en la reacción estequiométrica). A una temperatura específica, el valor K_P de la reacción y, por ende, el lado derecho de la ecuación 16-15, permanece constante. Por lo tanto, el número de moles de los reactivos y de los productos deben cambiar para contrarrestar cualquier cambio en el término de la presión. La dirección de cambio depende del signo de $\Delta\nu$. Un incremento en la presión a una temperatura específica, incrementa el número de moles de los reactivos y disminuye el número de moles de los productos si $\Delta\nu$ es positivo, tiene el efecto opuesto si $\Delta\nu$ es negativo, y no tiene ningún efecto $\Delta\nu$ si es igual a cero.

5. *La presencia de gases inertes afecta el equilibrio de la composición* (aunque no afecta a la constante de equilibrio K_P). Lo anterior puede observarse en la ecuación 16-15, la cual incluye el término $(1/N_{\text{total}})^{\Delta\nu}$, donde N_{total} es el número total de moles de la mezcla de gases ideales en el punto de equilibrio, *incluyendo* gases inertes. El signo de $\Delta\nu$ determina cómo la presencia de gases inertes influye en el equilibrio de la composición (Fig. 16-10). Un incremento en el número de moles de gases inertes a una temperatura y presión específicos disminuye el número de moles de los reactivos, e incrementa el

$H_2 \rightarrow 2H$
$P = 1$ atm

T, K	K_P	% mol H
1 000	5.17×10^{-18}	0.00
2 000	2.65×10^{-6}	0.16
3 000	0.025	14.63
4 000	2.545	76.80
5 000	41.47	97.70
6 000	267.7	99.63

FIGURA 16-9
A medida que K_P es más grande, la reacción será más completa.

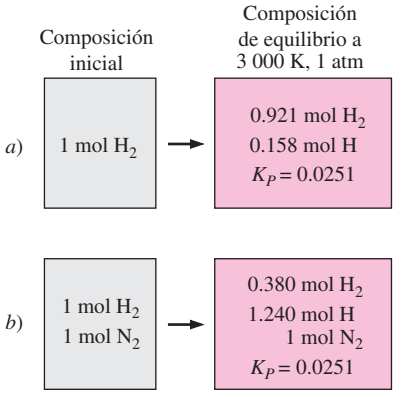


FIGURA 16-10
La presencia de gases inertes no afecta a la constante de equilibrio, sin embargo, afecta la composición de equilibrio.

número de moles de los productos si $\Delta\nu$ es positivo, tiene el efecto opuesto si $\Delta\nu$ es negativo, y no tiene ningún efecto si $\Delta\nu$ es cero.

6. *Cuando se duplican los coeficientes estequiométricos, el valor de K_P se eleva al cuadrado.* Por lo tanto, cuando se utilizan los valores de K_P de una tabla, los coeficientes estequiométricos (las ν) utilizados en una reacción deben ser exactamente los mismos que aparecen en la tabla de la que se seleccionaron los valores de K_P. Multiplicar todos los coeficientes de una ecuación estequiométrica no afecta el balance de masa; sin embargo, afecta los cálculos de la constante de equilibrio porque los coeficientes estequiométricos aparecen como exponentes de presiones parciales en la ecuación 16-13. Por ejemplo,

Para $\quad H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O \qquad K_{P_1} = \dfrac{P_{H_2O}}{P_{H_2}P_{O_2}^{1/2}}$

Pero para $\quad 2H_2 + O_2 \rightleftharpoons 2H_2O \qquad K_{P_2} = \dfrac{P_{H_2O}^2}{P_{H_2}^2 P_{O2}} = (K_{P_1})^2$

7. *Los electrones libres en la composición de equilibrio pueden tratarse como un gas ideal.* A temperaturas elevadas (por arriba de los 2 500 K, en general), las moléculas de gas comienzan a disociarse en átomos dispersos (como $H_2 \rightleftharpoons 2H$), y a temperaturas aún más elevadas, los átomos empiezan a perder electrones y a ionizarse, por ejemplo,

$$H \rightleftharpoons H^+ + e^- \qquad \textbf{(16-16)}$$

Los efectos de la disociación e ionización son más significativos a bajas presiones. La ionización se presenta en un grado significativo solamente a temperaturas muy elevadas y la mezcla de electrones, iones y átomos en estado neutro pueden tratarse como un gas ideal. Por lo tanto, el equilibrio de la composición de mezclas de gases ionizados puede determinarse a partir de la ecuación 16-15 (Fig. 16-11). Sin embargo, este tratamiento puede no ser el adecuado en presencia de campos eléctricos de gran magnitud, dado que los electrones podrían estar a una temperatura diferente que los iones en este caso.

8. *Los cálculos sobre equilibrio proporcionan información acerca de la composición de equilibrio de una reacción, no respecto a la velocidad de la misma.* Algunas veces puede tomar años para alcanzar la composición de equilibrio indicada. Por ejemplo, la constante de equilibrio de la reacción $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ es de aproximadamente 10^{40}, lo que sugiere que una mezcla estequiométrica de H_2 y O_2 a temperatura ambiente debe reaccionar para formar H_2O y la reacción deberá de completarse. Sin embargo, la velocidad de esta reacción es tan lenta que prácticamente no se completa. Sin embargo, cuando se utiliza el catalizador apropiado, la reacción se completa más rápido que el valor que se había predicho.

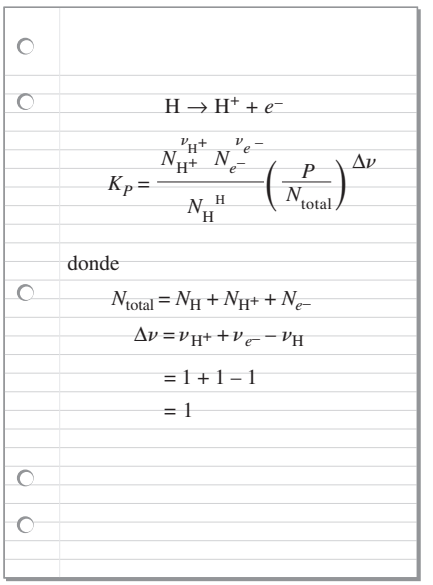


FIGURA 16-11
Relación de constante de equilibrio para la reacción ionizante del hidrógeno.

EJEMPLO 16-3 **Composición de equilibrio a una temperatura específica**

Una mezcla de 2 kmol de CO y 3 kmol de O_2 se calienta a 2 600 K, bajo una presión de 304 kPa. Determine la composición de equilibrio, suponiendo que la mezcla consiste de CO_2, CO y O_2 (Fig. 16-12).

Solución Una mezcla de gases reactivos se calienta a una temperatura elevada. Se determinará la composición de equilibrio a esa temperatura.

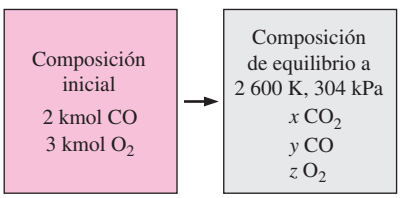


FIGURA 16-12
Esquema para el ejemplo 16-3.

Suposiciones **1** La composición de equilibrio consiste de CO_2, CO y O_2. **2** Los componentes de la mezcla son gases ideales.

Análisis Las reacciones estequiométricas y reales en este caso son las siguientes:

Estequiométrica: $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ (así $\nu_{CO_2} = 1, \nu_{CO} = 1$, y $\nu_{O_2} = \frac{1}{2}$)

Real: $$2CO + 3O_2 \longrightarrow \underbrace{xCO_2}_{\text{productos}} + \underbrace{yCO + zO_2}_{\substack{\text{reactantes} \\ \text{(desecho)}}}$$

Balance C: $2 = x + y$ o $y = 2 - x$

Balance O: $8 = 2x + y + 2z$ o $z = 3 - \dfrac{x}{2}$

Número total de moles: $N_{\text{total}} = x + y + z = 5 - \dfrac{x}{2}$

Presión: $P = 304 \text{ kPa} = 3.0 \text{ atm}$

La reacción más parecida que se indica en la tabla A-28 es $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$, para la que $\ln K_P = -2.801$ a 2 600 K. La reacción que se tiene es el inverso de esto y, por lo tanto, $\ln K_P = +2.801$, o $K_P = 16.461$ en este caso.

Suponiendo un comportamiento de gas ideal para todos los componentes, el cociente de la constante de equilibrio (Ec. 16-15) se convierte en

$$K_P = \frac{N_{CO_2}^{\nu_{CO_2}}}{N_{CO}^{\nu_{CO}} N_{O_2}^{\nu_{O_2}}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_{CO_2} - \nu_{CO} - \nu_{O_2}}$$

Sustituyendo, se obtiene

$$16.461 = \frac{x}{(2 - x)(3 - x/2)^{1/2}} \left(\frac{3}{5 - x/2}\right)^{-1/2}$$

Despejando x se obtiene

$$x = 1.906$$

Entonces

$$y = 2 - x = 0.094$$

$$z = 3 - \frac{x}{2} = 2.047$$

En consecuencia, la composición de equilibrio de la mezcla a 2 600 K y 304 kPa es

$$\mathbf{1.906CO_2 + 0.094CO + 2.074O_2}$$

Explicación Al resolver este problema, no se tomó en cuenta la disociación de O_2 en O de acuerdo con la reacción $O_2 \rightarrow 2O$, la cual es una posibilidad real a elevadas temperaturas. Lo anterior se debe a que $\ln K_P = -7.521$ a 2 600 K para esta reacción, lo cual indica que la cantidad de O_2 que se disocia en O es despreciable. (Además, no se ha aprendido todavía, el tratamiento que se le da a las reacciones simultáneas. Esto se llevará a cabo en la siguiente sección.)

EJEMPLO 16-4 Efecto de los gases inertes sobre la composición de equilibrio

Una mezcla de 3 kmol de CO, 2.5 kmol de O_2 y 8 kmol de N_2 se calienta a 2 600 K bajo una presión de 5 atm. Determine la composición de equilibrio de la mezcla (Fig. 16-13).

Solución Una mezcla de gases se calienta a una temperatura elevada. Se determinará la composición de equilibrio a la temperatura especificada.

Suposiciones **1** La composición de equilibrio consiste en CO_2, CO, O_2 y N_2. **2** Los componentes de la mezcla son gases ideales.

Análisis Este problema es parecido al del ejemplo 16-3, excepto que involucra al gas inerte N_2. A 2600 K, algunas reacciones posibles son $O_2 \rightleftharpoons 2O$ ($\ln K_P = -7.521$), $N_2 \rightleftharpoons 2N$ ($\ln K_P = -28.304$), $\frac{1}{2}O_2 + \frac{1}{2}N_2 \rightleftharpoons NO$ ($\ln K_P = -2.671$), y $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ ($\ln K_P = 2.801$ o $K_P = 16.461$). Con base en estos valores de K_P, se concluye que el O_2 y el N_2 no se disociarán en un grado significativo, sino que sólo una pequeña cantidad se combinará para formar algunos óxidos de nitrógeno. (No se tomaron en cuenta los óxidos de nitrógeno en este ejemplo; sin embargo, deberán considerar en un análisis más exhaustivo.) Asimismo, se concluye que la mayor parte del CO se combinará con el O_2 para formar CO_2. Observe que a pesar de los cambios en la presión, del número de moles de CO y O_2 y de la presencia de un gas inerte, el valor de K_P de la reacción es el mismo que el que se utilizó en el ejemplo 16-3.

Las reacciones estequiométricas y reales en este caso son

Estequiométrica: $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ (así $\nu_{CO_2} = 1, \nu_{CO} = 1$, y $\nu_{O_2} = \frac{1}{2}$)

Real: $$3CO + 2.5O_2 + 8N_2 \longrightarrow \underbrace{xCO_2}_{\text{productos}} + \underbrace{yCO + zO_2}_{\substack{\text{reactantes}\\(\text{desecho})}} + \underbrace{8N_2}_{\text{inerte}}$$

Balance C: $$3 = x + y \quad \text{o} \quad y = 3 - x$$

Balance O: $$8 = 2x + y + 2z \quad \text{o} \quad z = 2.5 - \frac{x}{2}$$

Número total de moles: $$N_{\text{total}} = x + y + z + 8 = 13.5 - \frac{x}{2}$$

Suponiendo un comportamiento de gas ideal para todos los componentes, la relación de la constante de equilibrio (Ec. 16-15) se convierte en

$$K_P = \frac{N_{CO_2}^{\nu_{CO_2}}}{N_{CO}^{\nu_{CO}} N_{O_2}^{\nu_{O_2}}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_{CO_2} - \nu_{CO} - \nu_{O_2}}$$

Sustituyendo, se obtiene

$$16.461 = \frac{x}{(3 - x)(2.5 - x/2)^{1/2}} \left(\frac{5}{13.5 - x/2}\right)^{-1/2}$$

Despejando x se obtiene

$$x = 2.754$$

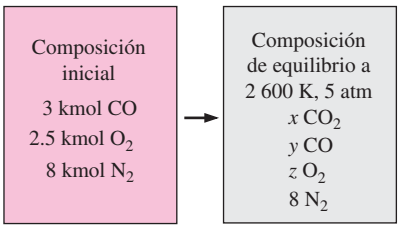


FIGURA 16-13
Esquema para el ejemplo 16-4.

Entonces,

$$y = 3 - x = 0.246$$

$$z = 2.5 - \frac{x}{2} = 1.123$$

Por lo tanto, el equilibrio de la composición de la mezcla a 2 600 K y 5 atm es

$$2.754CO_2 + 0.246CO + 1.123O_2 + 8N_2$$

Explicación Note que los gases inertes no afectan el valor de K_P o la relación K_P de la reacción, aunque sí afectan la composición de equilibrio.

16-4 ▪ EQUILIBRIO QUÍMICO PARA REACCIONES SIMULTÁNEAS

Las mezclas reactivas que se han considerado hasta el momento involucran una reacción solamente, y la escritura de una relación K_P para dicha reacción era suficiente para determinar la composición de equilibrio de la mezcla. No obstante, la mayor parte de las reacciones químicas, en la práctica, involucran dos o más reacciones que se llevan a cabo simultáneamente, lo cual hace más difícil su tratamiento. En dichos casos, se vuelve necesario aplicar el criterio de equilibrio a todas las reacciones posibles que puedan ocurrir en la cámara de reacción. Cuando una especie química aparece en más de una reacción, la aplicación del criterio de equilibrio junto con el balance de masa para cada especie química, resulta en un sistema de ecuaciones simultáneas a partir del cual se puede determinar la composición de equilibrio.

Se demostró con anterioridad que un sistema reactivo a una temperatura y presión específicas alcanza el equilibrio térmico cuando su función de Gibbs tenga un valor mínimo, esto es, $(dG)_{T,P} = 0$. Esto es válido sin tomar en cuenta el número de reacciones que puedan estar ocurriendo. Cuando están involucradas dos o más reacciones, esta condición se satisface solamente cuando $(dG)_{T,P} = 0$ para cada reacción. Suponiendo un comportamiento de gas ideal, el K_P de cada reacción puede determinarse a partir de la ecuación 16-15, siendo N_{total} el número total de moles presentes en la mezcla en equilibrio.

La determinación de la composición de equilibrio de una mezcla reactiva demanda que se tengan tantas ecuaciones como incógnitas, donde las incógnitas son el número de moles de cada especie química presente en el equilibrio de la mezcla. El balance de masa de cada elemento involucrado genera una ecuación. El resto de las ecuaciones deberán provenir de las relaciones K_P escritas para cada reacción. Por lo tanto, se concluye que *el número de relaciones K_P necesarias para determinar el equilibrio de la composición de una mezcla reactiva es igual al número de componentes químicos, menos el número de elementos en equilibrio presentes*. Para una mezcla en equilibrio que consista de CO_2, CO, O_2 y O, por ejemplo, son necesarias dos relaciones K_P para determinar la composición de equilibrio puesto que ésta involucra cuatro componentes químicos y dos elementos (Fig. 16-14).

La determinación de la composición de equilibrio de una mezcla reactiva en presencia de dos reacciones simultáneas se presenta con este ejemplo.

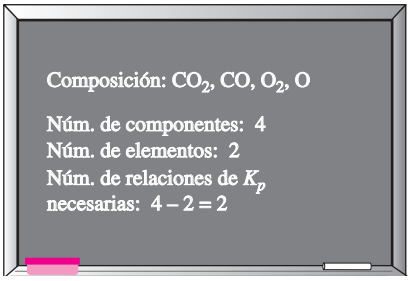


FIGURA 16-14

El número de relaciones de K_P necesarias para determinar la composición de equilibrio de una mezcla reactiva es la diferencia entre el número de componentes y el número de elementos.

EJEMPLO 16-5 Composición de equilibrio para reacciones simultáneas

Una mezcla de 1 kmol de H_2O y 2 kmol de O_2 se calienta a 4 000 K bajo una presión de 1 atm. Determine la composición de equilibrio de esta mezcla, suponiendo que solamente se encuentran presentes H_2O, OH, O_2 y H_2 (Fig. 16-15).

Solución Una mezcla de gases se calienta a una temperatura y presión específicas. Se determinará la composición de equilibrio.

Suposiciones **1** La composición de equilibrio consiste de H_2O, OH, O_2 y H_2. **2** Los componentes de la mezcla son gases ideales.

Análisis La reacción química durante este proceso puede expresarse como

$$H_2O + 2O_2 \longrightarrow xH_2O + yH_2 + zO_2 + wOH$$

Los balances de masa del hidrógeno y el oxígeno son

$$\textit{Balance H:} \qquad 2 = 2x + 2y + w \tag{1}$$

$$\textit{Balance O:} \qquad 5 = x + 2z + w \tag{2}$$

Los balances de masa proporcionan solamente dos ecuaciones con cuatro incógnitas, y por lo tanto, es necesario tener más de dos ecuaciones (que se obtendrán a partir de las relaciones K_P) para determinar la composición de equilibrio de la mezcla. Aparentemente, parte del H_2O en los productos se disocian en H_2 y OH durante este proceso, de acuerdo con las reacciones estequiométricas

$$H_2O \rightleftharpoons H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \qquad \text{(reacción 1)}$$

$$H_2O \rightleftharpoons \tfrac{1}{2}H_2 + OH \qquad \text{(reacción 2)}$$

Las constantes de equilibrio para estas dos reacciones a 4 000 K se determinan con la ayuda de la tabla A-28, y son

$$\ln K_{P_1} = -0.542 \longrightarrow K_{P_1} = 0.5816$$
$$\ln K_{P_2} = -0.044 \longrightarrow K_{P_2} = 0.9570$$

Las relaciones K_P para estas dos reacciones simultáneas son

$$K_{P_1} = \frac{N_{H_2}^{\nu_{H_2}} N_{O_2}^{\nu_{O_2}}}{N_{H_2O}^{\nu_{H_2O}}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_{H_2}+\nu_{O_2}-\nu_{H_2O}}$$

$$K_{P_2} = \frac{N_{H_2}^{\nu_{H_2}} N_{OH}^{\nu_{OH}}}{N_{H_2O}^{\nu_{H_2O}}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\nu_{H_2}+\nu_{OH}-\nu_{H_2O}}$$

donde

$$N_{\text{total}} = N_{H_2O} + N_{H_2} + N_{O_2} + N_{OH} = x + y + z + w$$

Sustituyendo valores se obtiene

$$0.5816 = \frac{(y)(z)^{1/2}}{x}\left(\frac{1}{x + y + z + w}\right)^{1/2} \tag{3}$$

$$0.9570 = \frac{(w)(y)^{1/2}}{x}\left(\frac{1}{x + y + z + w}\right)^{1/2} \tag{4}$$

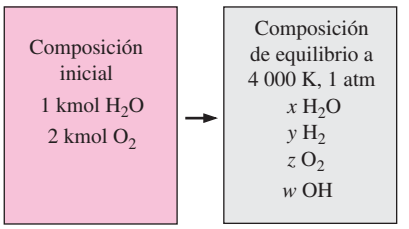


FIGURA 16-15
Esquema para el ejemplo 16-5.

Despejando de las ecuaciones (1), (2), (3) y (4) simultáneamente para las cuatro incógnitas *x*, *y*, *z* y *w* se obtiene

$$x = 0.271 \qquad y = 0.213$$

$$z = 1.849 \qquad w = 1.032$$

Por ende, la composición de equilibrio de 1 kmol de H_2O y 2 kmol de O_2 a 1 atm y 4 000 K es

$$\mathbf{0.271H_2O + 0.213H_2 + 1.849O_2 + 1.032OH}$$

Explicación Se pudo haber resuelto este problema utilizando la relación de K_P en la reacción estequiométrica $O_2 \rightleftharpoons 2O$ como una de las dos ecuaciones.

Encontrar la solución de un sistema de ecuaciones simultáneas no lineales es un proceso extremadamente tedioso, a la vez que consume demasiado tiempo si se hace de forma manual. Por lo tanto, a menudo es necesario resolver este tipo de problemas utilizando algún software para la solución de ecuaciones, tal como el EES.

16-5 ▪ VARIACIÓN DE K_P CON LA TEMPERATURA

En la sección 16-2 se demostró que la constante de equilibrio K_P de un gas ideal depende de la temperatura y está relacionada con el cambio de la función de Gibbs en estado estándar $\Delta G^*(T)$ a través de la relación (Ec. 16-14)

$$\ln K_P = -\frac{\Delta G^*(T)}{R_u T}$$

En esta sección se desarrolla una relación para la variación de K_P con la temperatura, en términos de otras propiedades.

Sustituyendo $\Delta G^*(T) = \Delta H^*(T) - T\,\Delta S^*(T)$ en la relación anterior y derivando con respecto a la temperatura, se obtiene

$$\frac{d(\ln K_p)}{dT} = \frac{\Delta H^*(T)}{R_u T^2} - \frac{d[\Delta H^*(T)]}{R_u T\, dT} + \frac{d[\Delta S^*(T)]}{R_u\, dT}$$

Bajo una presión constante, la segunda relación, $T\,ds = dh - v\,dP$, se reduce a $T\,ds = dh$. También, $T\,d(\Delta S^*) = d(\Delta H^*)$ puesto que ΔS^* y ΔH^* consisten en los términos de entropía y entalpía de los reactivos y de los productos. Por consiguiente, los dos últimos términos de la relación anterior se cancelan, y la ecuación se reduce a

$$\frac{d(\ln K_p)}{dT} = \frac{\Delta H^*(T)}{R_u T^2} = \frac{\bar{h}_R(T)}{R_u T^2} \qquad \textbf{(16-17)}$$

donde $\bar{h}_R(T)$ es la entalpía de la reacción a la temperatura T. Observe que se ha eliminado el superíndice * (el cual indica una presión constante de 1 atm) de $\Delta H(T)$, puesto que la entalpía de un gas ideal depende solamente de la temperatura y es independiente de la presión. La ecuación 16-17 es una expresión de la variación de K_P con la temperatura en términos de $\bar{h}_R(T)$, y se le conoce como la **ecuación de Van't Hoff**. Para integrarla, es necesario conocer la forma como, $\bar{h}_R$ varía con T. Para pequeños intervalos de temperatura, $\bar{h}_R$ puede considerarse como una constante y la ecuación 16-17 puede integrarse y obtener así

$$\ln \frac{K_{P_2}}{K_{P_1}} \cong \frac{\bar{h}_R}{R_u}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right) \qquad \textbf{(16-18)}$$

Esta ecuación tiene dos implicaciones importantes. Primero, proporciona una manera de calcular el $\bar{h}_R$ de una reacción a partir del conocimiento de K_P, la cual es más fácil de determinar. Segundo, demuestra que las reacciones exotérmicas ($\bar{h}_R < 0$) tales como los procesos de combustión son menos completos a elevadas temperaturas puesto que el valor de K_P disminuye con la temperatura en dichas reacciones (Fig. 16-16).

Reacción: $C + O_2 \rightarrow CO_2$

T, K	K_P
1 000	4.78×10^{20}
2 000	2.25×10^{10}
3 000	7.80×10^{6}
4 000	1.41×10^{5}

FIGURA 16-16
Las reacciones exotérmicas son menos completas a temperaturas altas.

EJEMPLO 16-6 La entalpía de reacción en un proceso de combustión

Calcule la entalpía de reacción $\bar{h}_R$ de un proceso de combustión de hidrógeno $H_2 + 0.5O_2 \rightarrow H_2O$ a 2 000 K, utilizando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.

Solución Se va a determinar el valor de $\bar{h}_R$ a una temperatura específica utilizando la entalpía y datos de K_P.

Suposiciones Tanto los reactivos como los productos son gases ideales.

Análisis *a*) El valor de $\bar{h}_R$ del proceso de combustión de H_2 a 2 000 K es la cantidad de energía liberada a medida que se quema 1 kmol de H_2 en una cámara de combustión de flujo estable a una temperatura de 2 000 K. Puede determinarse a partir de la ecuación 15-6,

$$\begin{aligned}\bar{h}_R &= \sum N_p(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_p - \sum N_r(\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_r \\ &= N_{H_2O}(\bar{h}_f^\circ + \bar{h}_{2\,000\text{ K}} - \bar{h}_{298\text{ K}})_{H_2O} - N_{H_2}(\bar{h}_f^\circ + \bar{h}_{2\,000\text{ K}} - \bar{h}_{298\text{ K}})_{H_2} \\ &\quad - N_{O_2}(\bar{h}_f^\circ + h_{2\,000\text{ K}} - h_{298\text{ K}})_{O_2}\end{aligned}$$

Sustituyendo se obtiene

$$\begin{aligned}\bar{h}_R = {} & (1\text{ kmol } H_2O)[(-241\,820 + 82\,593 - 9\,904)\text{ kJ/kmol } H_2O] \\ & - (1\text{ kmol } H_2)[(0 + 61\,400 - 8\,468)\text{ kJ/kmol } H_2] \\ & - (0.5\text{ kmol } O_2)[(0 + 67\,881 - 8\,682)\text{ kJ/kmol } O_2] \\ = {} & \mathbf{-251\,663\text{ kJ/kmol}}\end{aligned}$$

b) El valor de $\bar{h}_R$ a 2 000 K puede calcularse utilizando los valores de K_P a 1 800 y 2 200 K (las dos temperaturas más cercanas a 2 000 K para las que hay datos disponibles de K_P) de la tabla A-28. Éstos son $K_{P_1} = 18\,509$ a $T_1 = 1\,800$ K y $K_{P_2} = 869.6$ a $T_2 = 2\,200$ K. Sustituyendo estos valores en la ecuación 16-18, se determina que el valor de $\bar{h}_R$ es

$$\ln\frac{K_{P_2}}{K_{P_1}} \cong \frac{\bar{h}_R}{R_u}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)$$

$$\ln\frac{869.6}{18\,509} \cong \frac{\bar{h}_R}{8.314\text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}}\left(\frac{1}{1\,800\text{ K}} - \frac{1}{2\,200\text{ K}}\right)$$

$$\bar{h}_R \cong \mathbf{-251\,698\text{ kJ/kmol}}$$

Explicación A pesar de la gran diferencia de temperatura entre T_1 y T_2 (400 K), los dos resultados son casi idénticos. Si se hubiera utilizado un intervalo de temperatura más pequeño, la similitud entre ambos resultados hubiera sido mayor.

16-6 ▪ EQUILIBRIO DE FASE

FIGURA 16-17
La ropa húmeda colgada en un área abierta se seca eventualmente como resultado de la transferencia de masa de una fase líquida a una fase de vapor

© Vol. OS36/PhotoDisc

Se demostró al comienzo de este capítulo que el estado de equilibrio de un sistema bajo una presión y temperatura específicas es el estado de la función mínima de Gibbs, y que el criterio de equilibrio para un sistema reactivo o no reactivo se expresaba como (Ec. 16-4)

$$(dG)_{T,P} = 0$$

En las secciones anteriores se aplicó el criterio de equilibrio a sistemas reactivos. En esta sección, dicho criterio se aplica a sistemas multifase no reactivos.

Se sabe, a partir de la experiencia, que una playera húmeda colgada al aire libre se seca eventualmente y que una pequeña cantidad de agua que se deja sobre un vidrio se evapora, igual que una loción que está dentro de un contenedor abierto desaparece (Fig. 16-17). Estos ejemplos sugieren que existe una fuerza impulsora entre las dos fases de una sustancia que obliga que la masa se transforme de una fase a otra. La magnitud de esta fuerza depende, entre otras cosas, de las concentraciones relativas de ambas fases. Una playera húmeda se seca mucho más rápido cuando está en el aire seco que cuando se encuentra en aire húmedo. De hecho, no se alcanza a secar si la humedad relativa del ambiente es de 100 por ciento. En este caso, no se presenta ninguna transformación de una fase líquida a una fase de vapor y se dice que ambas fases están en **equilibrio de fase**. Sin embargo, las condiciones del equilibrio de fase cambian si la temperatura o la presión cambian. Por lo tanto, se estudiará el equilibrio de fase bajo una presión y temperatura específicas.

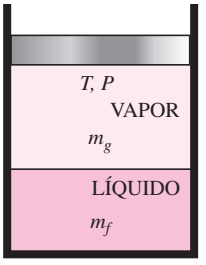


FIGURA 16-18
Una mezcla de líquido-vapor en equilibrio a temperatura y presión constantes.

Equilibrio de fase para un sistema de un solo componente

El criterio de equilibrio de dos fases de una sustancia pura como el agua se desarrolla fácilmente considerando una mezcla de líquido y vapor saturados en equilibrio, bajo una presión y temperatura específicas, según se muestra en la figura 16-18. La función total de Gibbs de esta mezcla es

$$G = m_f g_f + m_g g_g$$

donde g_f y g_g son las funciones de Gibbs de las fases líquida y de vapor por unidad de masa, respectivamente. Ahora imagínese un disturbio durante el cual se evapora una cantidad diferencial de líquido dm_f que se evapora a temperatura y presión constantes. El cambio en la función total de Gibbs durante este disturbio es

$$(dG)_{T,P} = g_f\, dm_f + g_g\, dm_g$$

puesto que g_f y g_g permanecen constantes bajo una presión y temperatura constantes. En el punto de equilibrio, $(dG)_{T,P} = 0$. Asimismo, a partir del principio de conservación de la masa, $dm_g = -dm_f$. Sustituyendo, se obtiene

$$(dG)_{T,P} = (g_f - g_g)\, dm_f$$

la cual debe ser igual a cero en el punto de equilibrio. Obteniendo

$$g_f = g_g \qquad \textbf{(16-19)}$$

Por lo tanto, *las dos fases de una sustancia pura se encuentran en equilibrio cuando cada fase tenga el mismo valor de la función específica de Gibbs*. Asimismo, en el punto triple (el estado en el que las tres fases coexisten en equilibrio), las funciones específicas de Gibbs de las tres fases son iguales entre sí.

¿Qué pasa si $g_f > g_g$? Obviamente las dos fases no están en equilibrio en ese momento. La segunda ley requiere que $(dG)_{T,P} = (g_f - g_g)\, dm_f \leq 0$. Por lo tanto, el valor de dm_f deberá ser negativo, lo que significa que parte del líquido se vaporizara hasta que $g_f = g_g$. Por lo tanto, la diferencia de la función de Gibbs es la fuerza que genera el cambio de fase, del mismo modo que la diferencia de temperatura es la fuerza que genera la transferencia de calor.

EJEMPLO 16-7 Equilibrio de fase para una mezcla saturada

Demuestre que una mezcla de agua líquida saturada y vapor de agua saturado a 120°C satisface el criterio de equilibrio de fase.

Solución Se demostrará que una mezcla de vapor saturado satisface el criterio de equilibrio de fase.

Propiedades Las propiedades del agua saturada a 120°C son $h_f = 503.81$ kJ/kg, $s_f = 1.5279$ kJ/kg · K, $h_g = 2\ 706.0$ kJ/kg, y $s_g = 7.1292$ kJ/kg · K (tabla A-4).

Análisis Utilizando la definición de la función de Gibbs en conjunto con los datos de entalpía y entropía, se obtiene

$$g_f = h_f - Ts_f = 503.81\ \text{kJ/kg} - (393.15\ \text{K})(1.5279\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$
$$= -96.9\ \text{kJ/kg}$$

y

$$g_g = h_g - Ts_g = 2\ 706.0\ \text{kJ/kg} - (393.15\ \text{K})(7.1292\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$
$$= -96.8\ \text{kJ/kg}$$

Explicación Los dos resultados casi coinciden. Si se hubieran utilizado datos más precisos sobre las propiedades, los resultados hubieran sido idénticos. Por lo tanto, se satisface el criterio del equilibrio de fase.

La regla de la fase

Note que un sistema de dos fases con un solo componente puede estar en equilibrio a diferentes temperaturas (o presiones). Sin embargo, una vez que se fija la temperatura, el sistema permanece inmóvil en un estado de equilibrio y todas las propiedades intensivas de cada fase (a excepción de sus cantidades relativas) poseen un valor fijo. Por lo tanto, un sistema de dos fases y un solo componente tiene una propiedad independiente, la cual puede ser ya sea la temperatura o la presión.

En general, el número de variables independientes asociadas con un sistema multifase y multicomponente está dado por la **regla de las fases de Gibbs**, que se expresa como

$$\text{IV} = C - \text{PH} + 2 \qquad \textbf{(16-20)}$$

donde IV = el número de variables independientes, C = el número de componentes y PH = el número de fases presentes en equilibrio. Por ejemplo, para el de un solo componente ($C = 1$) y dos fases (PH = 2) que se estudió anteriormente, es necesario especificar una propiedad intensiva independiente (IV = 1, Fig. 16-19). Sin embargo, en el punto triple, PH = 3 y, por lo tanto, IV = 0. Es decir, ninguna de las propiedades de una sustancia pura puede variar en el punto triple. Asimismo, con base en esta regla, una sustancia pura que exista en una sola fase (PH = 1) tendrá dos variables independientes. En

FIGURA 16-19
De acuerdo con la regla de fases de Gibbs, un sistema de dos fases y un solo componente puede tener sólo una variable independiente.

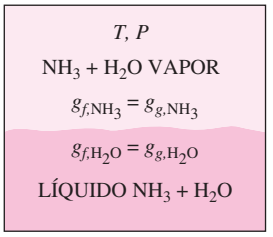


FIGURA 16-20

Un sistema multicomponente de múltiples fases está en equilibrio de fase cuando la función específica de Gibbs de cada componente es el mismo en todas las fases.

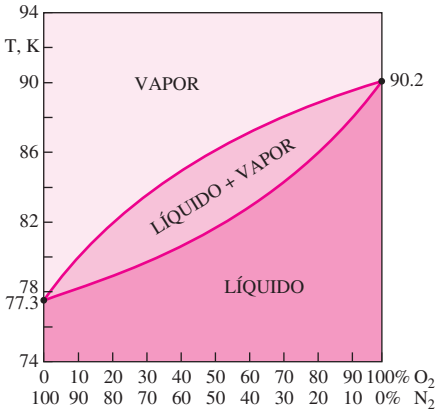


FIGURA 16-21

Diagrama del equilibrio de la mezcla para dos fases de oxígeno y nitrógeno a 0.1 MPa.

otras palabras, es necesario especificar dos propiedades intensivas independientes para establecer el estado de equilibrio de una sustancia pura en una sola fase.

Equilibrio de fase para un sistema multicomponente

Muchos sistemas multifase, en la práctica, involucran a dos o más componentes. Un sistema multifase y multicomponente bajo una presión y temperatura específicas, se encuentra en equilibrio de fase cuando no existe una fuerza impulsora entre las diferentes fases de cada componente. Por consiguiente, para lograr el equilibrio de fase, la función específica de Gibbs de cada componente debe ser igual en todas las fases (Fig. 16-20). Esto es,

$$g_{f,1} = g_{g,1} = g_{s,1} \quad \text{para componente 1}$$

$$g_{f,2} = g_{g,2} = g_{s,2} \quad \text{para componente 2}$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots$$

$$g_{f,N} = g_{g,N} = g_{s,N} \quad \text{para componente } N$$

También se pueden deducir estas relaciones utilizando rigor matemático en vez de argumentos físicos.

Algunos componentes pueden existir en más de una fase sólida bajo una presión y temperatura específicas. En este caso, la función específica de Gibbs de cada fase sólida de un componente debe ser la misma para lograr el equilibrio de fase.

En esta sección se estudia el equilibrio de fase de sistemas de dos componentes que involucran dos fases (líquido y vapor) en equilibrio. Para dichos sistemas, $C = 2$, $PH = 2$ y, por ende, $IV = 2$. Esto es, un sistema de dos componentes y dos fases tiene dos variables independientes y dicho sistema no estará en equilibrio a no ser que se fijen al menos dos propiedades intensivas independientes.

En general, las dos fases de un sistema de dos componentes no tienen la misma composición en cada fase. Esto es, la fracción molar de un componente difiere cuando éste se encuentra en fases diferentes. Lo anterior se ilustra en la figura 16-21 para la mezcla de dos fases de oxígeno y nitrógeno bajo una presión de 0.1 MPa. En este diagrama, la línea de vapor representa la composición en equilibrio de la fase de vapor a diferentes temperaturas, y la línea de líquido representa lo mismo para la fase líquida. Por ejemplo, a 84 K, las fracciones molares son 30 por ciento de nitrógeno y 70 por ciento de oxígeno en la fase líquida, y 66 por ciento de nitrógeno y 34 por ciento de oxígeno en la fase de vapor. Observe que

$$y_{f,N_2} + y_{f,O_2} = 0.30 + 0.70 = 1 \qquad \textbf{(16-21}\boldsymbol{a}\textbf{)}$$

$$y_{g,N_2} + y_{g,O_2} = 0.66 + 0.34 = 1 \qquad \textbf{(16-21}\boldsymbol{b}\textbf{)}$$

Por lo tanto, una vez que se especifican la presión y la temperatura (dos variables independientes) de una mezcla de dos fases y dos componentes, la composición de equilibrio de cada fase puede determinarse a partir del diagrama de fases, el cual se basa en mediciones experimentales.

Es interesante observar que la temperatura es una función *continua*; sin embargo, la fracción molar (que es una concentración sin dimensiones), en general no lo es. Por ejemplo, las temperaturas del agua y del aire en la superficie de un lago son siempre las mismas. Si embargo, las fracciones molares del aire en ambos lados de la interfase agua-aire son obviamente diferentes (de hecho, la fracción molar del aire en el agua es cercana a cero). De la misma forma, las fracciones molares del agua en ambos lados de la interfase agua-aire también son diferentes aun cuando el aire esté saturado (Fig. 16-22). Así,

cuando se especifican las fracciones molares en mezclas de dos fases, es necesario especificar claramente la fase en cuestión.

En la mayoría de las aplicaciones prácticas, las dos fases de una mezcla no están en equilibrio de fase puesto que el establecimiento del equilibrio de fase requiere de la difusión de especies de regiones con alta concentración a regiones de baja concentración, lo cual puede tomar mucho tiempo. Sin embargo, el equilibrio de fase siempre se presenta en la interfase de dos fases de una especie. En el caso de la interfase aire-agua, la fracción molar de vapor de agua en el aire se determina fácilmente a partir de datos de saturación, como se muestra en el ejemplo 16-8.

La situación que se presenta en interfases *sólido-líquido* es similar. De nuevo, a una determinada temperatura, sólo puede disolverse cierta cantidad de sólidos en un líquido y la solubilidad del sólido en el líquido se determina a partir del requerimiento de que debe existir equilibrio termodinámico entre el sólido y la solución en la interfase. La **solubilidad** representa *la cantidad máxima de sólido que puede disolverse en un líquido a una temperatura específica*, y se puede encontrar en una amplia variedad de manuales de química. En la tabla 16-1 se presentan, como muestra, datos respecto a la solubilidad del cloruro de sodio (NaCl) y el bicarbonato de calcio [$Ca(HO_3)_2$] a diferentes temperaturas. Por ejemplo, la solubilidad de la sal (NaCl) en agua a 310 K es 36.5 kg por 100 kg de agua. Por lo tanto, la fracción de masa de sal en la salmuera saturada es simplemente

$$\text{fm}_{\text{sal, lado líquido}} = \frac{m_{\text{sal}}}{m} = \frac{36.5 \text{ kg}}{(100 + 36.5) \text{ kg}} = 0.267 \text{ (o 26.7 por ciento)}$$

mientras que la fracción de masa de la sal en una sal sólida pura es fm = 1.0.

Muchos procesos involucran la absorción de un gas en un líquido. La mayoría de los gases son muy poco solubles en líquidos (como el aire en el agua), y para dichas soluciones diluidas, se ha observado que las fracciones molares de una especie i en las fases de gas y líquido en la interfase son proporcionales entre sí. Esto es, $y_{i,\text{ lado gas}} \propto y_{i,\text{lado líquido}}$ o $P_{i,\text{ lado gas}} \propto Py_{i,\text{lado líquido}}$ puesto que $y_i = P_i / P$ para mezclas de gases ideales. A esta expresión se le conoce como **ley de Henry** y se expresa como

$$y_{i,\text{lado líquido}} = \frac{P_{i,\text{lado gas}}}{H} \qquad \textbf{(16-22)}$$

donde H es la **constante de Henry**, la cual es el producto de la presión total de la mezcla de gas y la constante de proporcionalidad. Para una especie determinada, es una función sólo de la temperatura y prácticamente independiente de la presión para presiones por debajo de 5 atm. En la tabla 16-2 se proporcionan valores de la constante de Henry para varias soluciones acuosas a diferentes temperaturas. De esta tabla y de la ecuación anterior se pueden hacer las observaciones siguientes:

1. La concentración de un gas disuelto en un líquido es inversamente proporcional a la constante de Henry. Por lo tanto, a medida que el valor de la constante de Henry es más grande, la concentración de los gases disueltos en el líquido es más pequeña.
2. La constante de Henry aumenta (y, por lo tanto, la fracción de un gas disuelto en el líquido disminuye) al aumentar la temperatura. Así, los gases disueltos en un líquido pueden hacerse desaparecer calentando el líquido (Fig. 16-23).
3. La concentración de un gas disuelto en un líquido es proporcional a la presión parcial de dicho gas. Por lo tanto, la cantidad de gas disuelto en un líquido puede incrementarse aumentando su presión. Lo anterior puede utilizarse en la carbonización de bebidas refrescantes con gas CO_2.

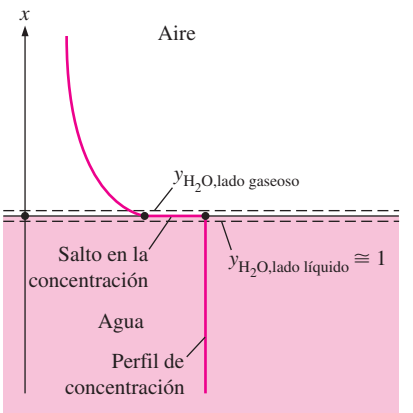


FIGURA 16-22

A diferencia de la temperatura, la fracción molar de componentes en ambos lados de una interfase líquido-gas (o sólido-gas o sólido-líquido) no es generalmente la misma.

TABLA 16-1

Solubilidad de dos componentes inorgánicos en agua a diferentes temperaturas, en kg (en 100 kg de agua)

(Fuente *Hybook of Chemistry*, McGraw-Hill, 1961)

	Soluto	
Temperatura, K	Sal NaCl	Bicarbonato de calcio $Ca(HCO_3)_2$
273.15	35.7	16.15
280	35.8	16.30
290	35.9	16.53
300	36.2	16.75
310	36.5	16.98
320	36.9	17.20
330	37.2	17.43
340	37.6	17.65
350	38.2	17.88
360	38.8	18.10
370	39.5	18.33
373.15	39.8	18.40

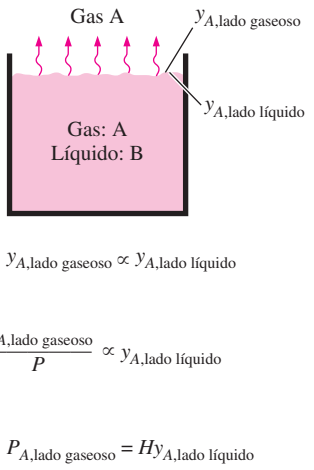


FIGURA 16-23

Los gases disueltos en un líquido pueden ser disociados al calentar el líquido.

TABLA 16-2

Constante de Henry H (en bars) de gases seleccionados en agua a presiones bajas a moderadas (para el gas i, $H = P_{i,\text{lado gaseoso}}/y_{i,\text{lado agua}}$)
(Fuente: Mills, tabla A.21, p. 874)

Soluto	290 K	300 K	310 K	320 K	330 K	340 K
H_2S	440	560	700	830	980	1 140
CO_2	1 280	1 710	2 170	2 720	3 220	—
O_2	38 000	45 000	52 000	57 000	61 000	65 000
H_2	67 000	72 000	75 000	76 000	77 000	76 000
CO	51 000	60 000	67 000	74 000	80 000	84 000
Aire	62 000	74 000	84 000	92 000	99 000	104 000
N_2	76 000	89 000	101 000	110 000	118 000	124 000

Hablando estrictamente, el resultado obtenido en la ecuación 16-22 para la fracción molar de gas disuelto es válido para la capa de líquido que se encuentra justamente debajo de la interfase, pero no necesariamente para todo el líquido. Esto último sería el caso solamente cuando se estableciera el equilibrio termodinámico de la fase en el cuerpo del líquido en su totalidad.

Se mencionó con anterioridad que el uso de la ley de Henry se limita a soluciones diluidas de gas y líquido, esto es, líquidos con una pequeña cantidad de gases disueltos en ellos. Entonces, la pregunta que surge de manera natural es ¿qué se hace cuando el gas es altamente soluble en el líquido (o sólido), como el amoniaco en el agua? En este caso, la relación lineal de la ley de Henry no se aplica y la fracción molar de un gas disuelto en el líquido (o sólido), en general, se expresa como una función de la presión parcial del gas en la fase gaseosa y de la temperatura. En este caso, una relación aproximada para las *fracciones molares* de una especie en los *lados líquido* y *gaseoso* de la interfase, está dada por la **ley de Raoult**, como

$$P_{i,\text{lado gaseoso}} = y_{i,\text{lado gaseoso}} P_{\text{total}} = y_{i,\text{lado líquido}} P_{i,\text{sal}}(T) \qquad \textbf{(16-23)}$$

donde $P_{i,\text{sat}}(T)$ es la *presión de saturación* de la especie i a la temperatura de la interfase y P_{total} es la *presión total* sobre el lado de la fase gaseosa. En los manuales de química se pueden encontrar tablas con datos para soluciones comunes como la solución amoniaco-agua, la cual se utiliza ampliamente en sistemas de absorción-refrigeración.

Los gases pueden disolverse también en *sólidos*; sin embargo, el proceso de difusión en este caso puede ser muy complejo. La disolución de un gas puede ser independiente de la estructura del sólido, o puede depender de manera significativa de su porosidad. Algunos procesos de disolución (como la disolución de hidrógeno en titanio, similar a la de CO_2 en agua) son *reversibles* y, por lo tanto, mantener el contenido de gas en el sólido requiere un contacto constante del sólido con un depósito de ese gas. Otros procesos de disolución son *irreversibles*. Por ejemplo, el gas oxígeno disuelto en titanio forma TiO_2 sobre la superficie y el proceso no es reversible por sí mismo.

La densidad molar de la componente gaseosa i en el sólido durante la interfase $\overline{\rho}_{i,\text{lado sólido}}$ es proporcional a la presión parcial de los componentes i en el gas $P_{i,\text{lado gaseoso}}$ en el lado gaseoso de la interfase y se expresa como

$$\overline{\rho}_{i,\text{lado sólido}} = \mathcal{S} \times P_{i,\text{lado gaseoso}} \quad (\text{kmol/m}^3) \qquad \textbf{(16-24)}$$

donde $\mathcal{S}$ es la solubilidad. Expresando la presión en bars y observando que la unidad de concentración molar es kmol del componente i por m^3, la unidad de solubilidad es kmol/m^3 · bar. En la tabla 16-3 se proporcionan datos de solubilidad de combinaciones seleccionadas gas-sólido. El producto de la *solubilidad* de un gas y el *coeficiente de difusión* del gas en un sólido se conoce como *permeabilidad*, que es una medida de la habilidad que tiene un gas para penetrar un sólido. La permeabilidad es inversamente proporcional al espesor y tiene como unidad el kmol/s · m · bar.

Por último, si un proceso involucra la *sublimación* de un sólido puro como el hielo, o la *evaporación* de un líquido puro como el agua, en un medio diferente como lo es el aire, el valor de la fracción molar (o masa) de la sustancia en la fase líquida o sólida se considera 1.0, así que la presión parcial y, por ende, la fracción molar de la sustancia en la fase gaseosa pueden determinarse fácilmente a partir de los datos de saturación de la sustancia a una temperatura específica. Asimismo, la suposición del equilibrio termodinámico en la interfase es muy razonable en sólidos puros, en líquidos puros y soluciones, excepto cuando ocurren reacciones químicas en la interfase.

TABLA 16-3

Solubilidad de gases y sólidos seleccionados (Fuente: Barrer)

(para gas i, $\mathcal{S} = \bar{\rho}_{i,\text{lado sólido}}/P_{i,\text{lado gaseoso}}$)

		$\mathcal{S}$	
Gas	Sólido	T K	kmol/m^3 · bar
O_2	Hule	298	0.00312
N_2	Hule	298	0.00156
CO_2	Hule	298	0.04015
He	SiO_2	298	0.00045
H_2	Ni	358	0.00901

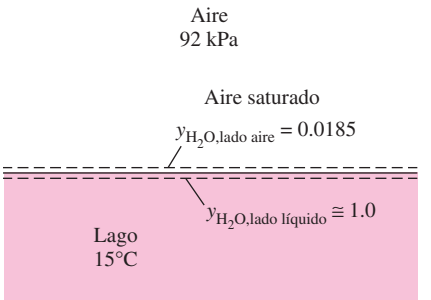


FIGURA 16-24

Esquema para el ejemplo 16-8.

EJEMPLO 16-8 Fracción molar del vapor de agua justo sobre un lago

Determine la fracción molar del vapor de agua en la superficie de un lago cuya temperatura es de 15°C, y compárese con la fracción molar del agua en dicho lago (Fig. 16-24). Considere el valor de la presión atmosférica a nivel del lago de 92 kPa.

Solución Se determinará la fracción molar del vapor de agua en la superficie de un lago y se comparará con la fracción molar del agua del lago.

Suposiciones **1** Tanto el aire como el vapor de agua son gases ideales. **2** La cantidad de aire disuelto en el agua es insignificante.

Propiedades La presión de saturación del agua a 15°C es 1.7057 kPa (tabla A-4).

Análisis Existe equilibrio de fase en la superficie del lago y, por lo tanto, el aire sobre la superficie del lago está siempre saturado a la temperatura de la interfase.

El aire está saturado en la superficie del agua. Por lo tanto, la presión parcial del vapor de agua en el aire sobre la superficie del lago, será simplemente la presión de saturación del agua a 15°C,

$$P_v = P_{\text{sat @ 15°C}} = 1.7057 \text{ kPa}$$

La fracción molar del vapor de agua en el aire sobre la superficie del lago se determina a partir de la ecuación 16-22,

$$y_v = \frac{P_v}{P} = \frac{1.7057 \text{ kPa}}{92 \text{ kPa}} = \mathbf{0.0185 \text{ o } 1.85 \text{ por ciento}}$$

El agua contiene cierta cantidad de aire disuelto, sin embargo, es despreciable. Por ello, se puede suponer que todo el lago contiene agua líquida. Entonces, la fracción molar se convierte en

$$y_{\text{agua, lado líquido}} \cong \mathbf{1.0 \text{ o } 100 \text{ por ciento}}$$

Explicación Note que la concentración de agua en base molar es de 100 por ciento justamente por debajo de la interfase aire-agua, y de menos de 2 por ciento justamente arriba de la misma, a pesar de que se supone que el aire está saturado (por lo que esto representa el valor más alto a 15°C). Por consiguiente, pueden presentarse discontinuidades significativas en la concentración de una especie a través de las fronteras de las fases.

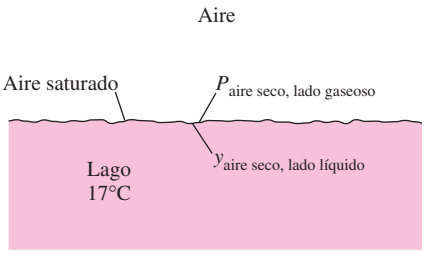


FIGURA 16-25
Esquema para el ejemplo 16-9.

EJEMPLO 16-9 La cantidad de aire disuelto en agua

Determine la fracción molar de aire en la superficie de un lago cuya temperatura es de 17°C (Fig. 16-25). Considere que la presión atmosférica a nivel del lago es de 92 kPa.

Solución Se determinará la fracción molar del aire en el agua del lago.
Suposiciones Tanto el aire como el vapor son gases ideales.
Propiedades La presión de saturación del agua a 17°C es 1.96 kPa (tabla A-4). La constante de Henry del aire disuelto en agua a 290 K es H = 62 000 bars (tabla 16-2).
Análisis Este ejemplo es similar al anterior. De nuevo, el aire en la superficie del agua está saturado y, por lo tanto, la presión parcial del vapor de agua en el aire en la superficie del agua es la presión de saturación del agua a 17°C,

$$P_v = P_{\text{sat @ 17°C}} = 1.96 \text{ kPa}$$

La presión parcial del aire seco es

$$P_{\text{aire seco}} = P - P_v = 92 - 1.96 = 90.04 \text{ kPa} = 0.9004 \text{ bar}$$

Observe que se pudo haber ignorado la presión del vapor porque la cantidad de vapor en el aire es muy pequeña, con una pérdida en precisión insignificante (con un error de 2 por ciento aproximadamente). La fracción molar del aire en el agua es, a partir de la ley de Henry,

$$y_{\text{aire seco, lado líquido}} = \frac{P_{\text{aire seco, lado gaseoso}}}{H} = \frac{0.9004 \text{ bar}}{62\,000 \text{ bar}} = \mathbf{1.45 \times 10^{-5}}$$

Explicación Como se esperaba, este valor es muy pequeño. Por lo tanto, la concentración de aire en el agua justamente por debajo de la interfase aire-agua es de 1.45 moles por cada 100 000 moles. Sin embargo, evidentemente ésta es una cantidad suficiente de oxígeno para los peces y otras criaturas en el lago. Observe que la cantidad de aire disuelto en el agua disminuye al aumentar la profundidad, a menos que exista equilibrio de fase en todo el lago.

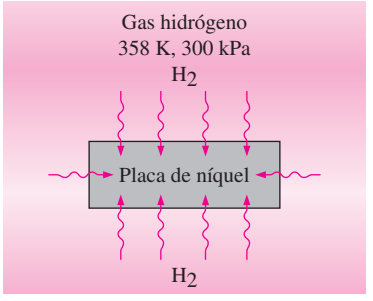


FIGURA 16-26
Esquema para el ejemplo 16-10.

EJEMPLO 16-10 Difusión de gas hidrógeno en una placa de níquel

Considere una placa de níquel que se coloca dentro de un recipiente lleno de gas hidrógeno a 358 K y 300 kPa. Determine la densidad molar y de masa del hidrógeno en la placa de níquel en el momento en el que se establece el equilibrio de fase (Fig. 16-26).

Solución Se va a exponer una placa de níquel en gas hidrógeno. Se determinará la densidad del hidrógeno en la placa.
Propiedades La masa molar de hidrógeno H_2 es M = 2 kg/kmol, y la solubilidad del hidrógeno en el níquel a una temperatura específica se proporciona en la tabla 16-3 y es de 0.00901 kmol/m^3 · bar.
Análisis Observando que 300 kPa = 3 bar, la densidad molar del hidrógeno en la placa de níquel, a partir de la ecuación 16-24, es

$$\begin{aligned}\bar{\rho}_{H_2,\text{lado sólido}} &= \mathcal{S} \times P_{H_2,\text{lado gaseoso}} \\ &= (0.00901 \text{ kmol/m}^3 \cdot \text{bar})(3 \text{ bar}) = \mathbf{0.027 \text{ kmol/m}^3}\end{aligned}$$

La cual corresponde a una densidad de

$$\begin{aligned}\rho_{H_2,\text{lado sólido}} &= \bar{\rho}_{H_2,\text{lado sólido}} M_{H_2} \\ &= (0.027 \text{ kmol/m}^3)(2 \text{ kg/kmol}) = \mathbf{0.054 \text{ kg/m}^3}\end{aligned}$$

Esto es, habrá 0.027 kmol (o 0.054 kg) de gas H_2 en cada m^3 de volumen de la placa de níquel cuando se establezca el equilibrio de fase.

EJEMPLO 16-11 Composición de las diferentes fases de una mezcla

En sistemas de refrigeración por absorción, a menudo se utiliza una mezcla de dos fases en equilibrio de amoniaco líquido (NH_3) y agua (H_2O). Considere una de tales mezclas a 40°C, la cual se muestra en la figura 16-27. Si la composición de la fase líquida es de 70 por ciento de NH_3 y 30 por ciento de H_2O en números molares, determine la composición de la fase de vapor de esta mezcla.

Solución Se considera una mezcla de dos fases de amoniaco y agua a una temperatura específica. Se proporciona la composición de la fase líquida y se determinará la composición de la fase de vapor.

Suposiciones La mezcla es ideal y, por lo tanto, se puede aplicar la ley de Raoult.

Propiedades Las presiones de saturación del H_2O y del NH_3 a 40°C son $P_{H2O,sat} = 7.3851$ kPa y $P_{NH3,\,sat} = 1\,554.33$ kPa.

Análisis Las presiones del vapor se determinan a partir de

$$P_{H_2O,\text{lado gaseoso}} = y_{H_2O,\text{lado líquido}}\, P_{H_2O,sat}(T) = 0.30(7.3851\text{ kPa}) = 2.22\text{ kPa}$$

$$P_{NH_3,\text{lado gaseoso}} = y_{NH_3,\text{lado líquido}}\, P_{NH_3,sat}(T) = 0.70(1\,554.33\text{ kPa}) = 1\,088.03\text{ kPa}$$

La presión total de la mezcla es

$$P_{\text{total}} = P_{H_2O} + P_{NH_3} = 2.22 + 1\,088.03 = 1\,090.25\text{ kPa}$$

Entonces, las fracciones molares en la fase gaseosa son

$$y_{H_2O,\text{lado gaseoso}} = \frac{P_{H_2O,\text{lado gaseoso}}}{P_{\text{total}}} = \frac{2.22\text{ kPa}}{1\,090.25\text{ kPa}} = \mathbf{0.0020}$$

$$y_{NH_3,\text{lado gaseoso}} = \frac{P_{NH_3,\text{lado gaseoso}}}{P_{\text{total}}} = \frac{1\,088.03\text{ kPa}}{1\,090.25\text{ kPa}} = \mathbf{0.9980}$$

Explicación Note que la fase gaseosa consiste casi en su totalidad de amoniaco, lo cual hace a esta mezcla muy apropiada para su uso en refrigeración por absorción.

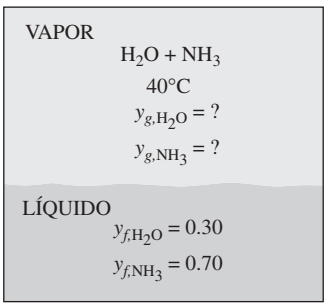


FIGURA 16-27
Esquema para el ejemplo 16-11.

RESUMEN

Se dice que un sistema de aislamiento está en *equilibrio químico* si no se presentan cambios en la composición química del mismo. El criterio del equilibrio químico se basa en la segunda ley de la termodinámica y, para un sistema bajo una presión y temperatura específicas, puede expresarse como

$$(dG)_{T,P} = 0$$

Para la reacción

$$\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D$$

donde las ν son los coeficientes estequiométricos, el *criterio de equilibrio* puede expresarse en términos de las funciones de Gibbs como

$$\nu_C \bar{g}_C + \nu_D \bar{g}_D - \nu_A \bar{g}_A - \nu_B \bar{g}_B = 0$$

lo cual es válido para cualquier reacción química sin considerar las fases involucradas en la misma.

Para los sistemas reactivos que consisten de gases ideales solamente, la constante de equilibrio K_P puede expresarse como

$$K_P = e^{-\Delta G^*(T)/R_u T}$$

donde el *cambio de la función de Gibbs en estado estándar* $\Delta G^*(T)$ y la constante de equilibrio K_P están definidas como

$$\Delta G^*(T) = \nu_C \bar{g}_C^*(T) + \nu_D \bar{g}_D^*(T) - \nu_A \bar{g}_A^*(T) - \nu_B \bar{g}_B^*(T)$$

y

$$K_P = \frac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}}$$

En esta fórmula, las P_i son las presiones parciales de los componentes en atm. La K_P de las mezclas de gases ideales pueden también expresarse en términos de los números moleculares de los componentes, como

$$K_P = \frac{N_C^{\nu_C} N_D^{\nu_D}}{N_A^{\nu_A} N_B^{\nu_B}} \left(\frac{P}{N_{\text{total}}}\right)^{\Delta\nu}$$

donde $\Delta\nu = \nu_C + \nu_D - \nu_A - \nu_B$, P es la presión total en atm y N_{total} es el número total de moles presente en la cámara de reacción, incluyendo cualquier gas inerte. La ecuación anterior se escribió para una reacción que involucra a dos reactivos y dos productos; sin embargo, puede hacerse extensiva a reacciones que involucren cualquier número de reactivos y productos.

La constante de equilibrio K_P de las mezclas de gases ideales depende solamente de la temperatura. Es independiente de la presión de la mezcla en equilibrio y no resulta afectada por la presencia de gases inertes. A medida que el valor de K_P es mayor, la reacción será más completa. Valores muy pequeños de K_P indican que la reacción no se lleva a cabo de forma significativa. Una reacción donde $K_P > 1\ 000$ se considera, en general, como completa, mientras que una reacción con un $K_P < 0.001$ se considera que no se lleva a cabo. La presión de la mezcla afecta la composición de equilibrio, a pesar de que no afecta a la constante de equilibrio K_P.

La variación de K_P con la temperatura se expresa en términos de otras propiedades termoquímicas por medio de la *ecuación de Van't Hoff*

$$\frac{d(\ln K_P)}{dT} = \frac{\bar{h}_R(T)}{R_u T^2}$$

donde $\bar{h}_R(T)$ es la entalpía de la reacción a la temperatura T. Para intervalos de temperatura pequeños, puede integrarse para obtener

$$\ln \frac{K_{P_2}}{K_{P_1}} \cong \frac{\bar{h}_R}{R_u}\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}\right)$$

Esta ecuación demuestra que los procesos de combustión son menos completos a elevadas temperaturas puesto que K_P disminuye con la temperatura en el caso de reacciones exotérmicas.

Se dice que dos fases se encuentran en *equilibrio de fase* a cuando no existe ninguna transformación de una fase a otra. Dos fases de una sustancia pura están en equilibrio cuando cada fase tiene el mismo valor de la función específica de Gibbs. Esto es,

$$g_f = g_g$$

En general, el número de variables independientes asociadas con un sistema multicomponente y multifase está dado por la *regla de Gibbs de las fases*, la cual se expresa como

$$\text{IV} = C - \text{PH} + 2$$

donde IV = el número de variables independientes, C = el número de componentes y PH = el número de fases presentes en equilibrio.

Un sistema multicomponente de múltiples fases a una temperatura y presión determinadas está en equilibrio de fase cuando la función de Gibbs específica de cada componente es la misma en todas las fases.

Para un gas i que es apenas soluble en un líquido (como aire en agua), la fracción molar del gas en el líquido $y_{i,\text{lado líquido}}$ está relacionada con la presión parcial del gas $P_{i,\text{lado gas}}$, a través de la ley de Henry

$$y_{i,\text{lado líquido}} = \frac{P_{i,\text{lado gaseoso}}}{H}$$

donde H es la constante de Henry. Cuando un gas es altamente soluble en un líquido (como el amoniaco en agua), las fracciones molares de los componentes de una mezcla de dos fases en las fases líquida y gaseosa se expresan de forma aproximada por la ley de Raoult como

$$P_{i,\text{lado gaseoso}} = y_{i,\text{lado gaseoso}} P_{\text{total}} = y_{i,\text{lado líquido}} P_{i,\text{sat}}(T)$$

donde P_{total} es la presión total de la mezcla, $P_{i,\text{sat}}(T)$ es la presión de saturación de la especie i a la temperatura de la mezcla, y $y_{i,\text{lado líquido}}$ y $y_{i,\text{lado gaseoso}}$ son las fracciones molares de la especie i en las fases líquida y de vapor, respectivamente.

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. R.M. Barrer, *Diffusion in and through Solids*, Nueva York, Macmillan, 1941.
2. I. Glassman, *Combustion*, Nueva York, Academic Press, 1977.
3. A.M. Kanury, *Introduction to Combustion Phenomena,* Nueva York, Gordon and Breach, 1975.
4. A.F. Mills, *Basic Heat and Mass Transfer,* Burr Ridge, Illinois, Richard D. Irwin, 1995.
5. J.M. Smith y H.C. Van Ness, *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics,* 3a. edición, Nueva York, John Wiley and Sons, 1986.
6. K. Wark y D.E. Richards, *Thermodynamics,* 6a. edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1999.

PROBLEMAS*

K_P y el equilibrio de la composición de gases ideales

16-1C ¿Por qué el criterio del equilibrio químico se expresa en términos de la función de Gibbs en lugar de entropía?

16-2C ¿Está una tabla de madera en equilibrio químico con el aire?

16-3C Escriba tres diferentes relaciones de K_P para mezclas reactivas de gases ideales y determine cuándo debe utilizarse cada una de ellas.

16-4C La constante de equilibrio de la reacción $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$ a 1 000 K y 1 atm es K_{P_1}. Exprese la constante de equilibrio de las reacciones siguientes a 1 000 K en términos de K_{P_1}:

a) $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons CO_2$ a 3 atm
b) $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ a 1 atm
c) $CO + O_2 \rightleftharpoons CO_2 + \frac{1}{2}O_2$ a 1 atm
d) $CO + 2O_2 + 5N_2 \rightleftharpoons CO_2 + 1.5O_2 + 5N_2$ a 4 atm
e) $2CO + O_2 \rightleftharpoons 2CO_2$ a 1 atm

16-5C La constante de equilibrio de la reacción de disociación $H_2 \rightarrow 2H$ a 3 000 K y 1 atm es K_{P_1}. Exprese las constantes de equilibrio de las reacciones siguientes a 3 000 K en términos de K_{P_1}:

a) $H_2 \rightleftharpoons 2H$ a 2 atm
b) $2H \rightleftharpoons H_2$ a 1 atm
c) $2H_2 \rightleftharpoons 4H$ a 1 atm
d) $H_2 + 2N_2 \rightleftharpoons 2H + 2N_2$ a 2 atm
e) $6H \rightleftharpoons 3H_2$ a 4 atm

16-6C Considere una mezcla de CO_2, CO y O_2 en equilibrio bajo una presión y temperatura específicas. Ahora se duplica la presión.

a) ¿Cambiará el valor de la constante de equilibrio K_P?
b) ¿Cambiará el número de moles de CO_2, CO y O_2? ¿Cómo?

16-7C Considere una mezcla de NO, O_2 y N_2 en equilibrio a una temperatura y presión específicas. Ahora se triplica la presión.

a) ¿Cambiará el valor de la constante de equilibrio K_P?
b) ¿Cambiará el número de moles de NO, O_2 y N_2? ¿Cómo?

16-8C Una cámara de reacción contiene una mezcla de CO_2, CO y O_2 en equilibrio bajo una presión y temperatura específicas. ¿Cómo *a)* un aumento en la temperatura a presión constante y *b)* un aumento en la presión a temperatura constante afectarán el número de moles de CO_2?

16-9C Una cámara de reacción contiene una mezcla de N_2 y N en equilibrio a una temperatura y presión específicas. ¿Cómo *a)* un aumento en la temperatura a presión constante y *b)* un aumento en la presión a temperatura constante afectarán el número de moles de N_2?

16-10C Una cámara de reacción contiene una mezcla de CO_2, CO y O_2 en equilibrio a una temperatura y presión específicas. Ahora se agrega N_2 a la mezcla manteniendo la temperatura y la presión de la mezcla constantes. ¿Afectará esto el número de moles de O_2? ¿Cómo?

16-11C ¿Qué elemento es más probable que se disocie en su forma monoatómica a 3 000 K, el H_2 o el N_2? ¿Por qué?

16-12 Utilizando datos de la función de Gibbs, determine la constante de equilibrio K_P de la reacción $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a *a)* 298 K y *b)* 2 000 K. Compare sus resultados con los valores de K_P listados en la tabla A-28.

16-13E Utilizando datos de la función de Gibbs, determine la constante de equilibrio K_P de la reacción $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a *a)* 537 R y *b)* 3 240 R. Compare sus resultados con los valores de K_P listados en la tabla A-28. *Respuestas: a)* 1.12×10^{40}, *b)* 1.90×10^4

16-14 Determine la constante de equilibrio K_P del proceso $CO + \frac{1}{2}O_2 = CO_2$ a *a)* 298 K y *b)* 2 000 K. Compare sus resultados con los valores de K_P listados en la tabla A-28.

16-15 Estudie el efecto de variar el porcentaje de aire excesivo durante la combustión en estado estable del hidrógeno bajo una presión de 1 atm. ¿A qué temperatura se quemará 97 por ciento de H_2 en H_2O? Suponga que la mezcla en equilibrio consiste de H_2O, H_2, O_2 y N_2.

16-16 Determine la constante de equilibrio K_P de la reacción $CH_4 + 2O_2 \rightleftharpoons CO_2 + 2H_2O$ a 25°C.
Respuesta: 1.96×10^{140}

16-17 Utilizando los datos de la función de Gibbs, determine la constante de equilibrio K_P del proceso de disociación $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ a *a)* 298 K y *b)* 1 800 K. Compare sus resultados con los valores de K_P listados en la tabla A-28.

16-18 Utilizando los datos de la función de Gibbs, determine la constante de equilibrio K_P de la reacción $H_2O \rightleftharpoons \frac{1}{2}H_2 + OH$ a 25°C. Compare sus resultados con el valor de K_P listado en la tabla A-28.

16-19 Determine la temperatura a la que 5 por ciento del oxígeno diatómico (O_2) se disocia en oxígeno monoatómico (O) bajo una presión de 3 atm. *Respuesta:* 3 133 K

16-20 Repita el problema 16-19 bajo una presión de 6 atm.

---

* Se recomienda a los estudiantes contestar todas las preguntas de concepto "C". Los problemas designados con una "E" están en unidades inglesas y los usuarios del sistema SI pueden ignorarlos. Los problemas indicados con un ícono CD-EES están resueltos usando el programa EES, y las soluciones completas reunidas con estudios paramétricos están incluidas en el DVD adjunto. Los problemas con el ícono de una computadora con EES son explícitos en sí mismos, y fueron planeados para ser resueltos con un sistema de cómputo, usando preferiblemente el software EES que acompaña a este texto.

16-21 Se quema monóxido de carbono con un 100 por ciento de exceso de aire durante un proceso de flujo estable bajo una presión de 1 atm. ¿A qué temperatura se quemará 97 por ciento de CO en CO_2? Suponga que la mezcla en equilibrio está formada por CO_2, CO, O_2 y N_2. *Respuesta:* 2 276 K

16-22 Reconsidere el problema 16-21. Utilizando el software EES (u otro) estudie el efecto de variar el porcentaje de aire excesivo durante el proceso de flujo estable de 0 a 200 por ciento o sobre la temperatura a la que un 97 por ciento del CO se quema en CO_2. Haga una gráfica de la temperatura contra el porcentaje de exceso de aire y analice los resultados.

16-23E Repita el problema 16-21 utilizando datos en unidades inglesas.

16-24 Se quema hidrógeno con 150 por ciento de aire teórico durante un proceso de flujo estable bajo una presión de 1 atm. ¿A qué temperatura se quemará 98 por ciento de H_2 en H_2O? Suponga que la mezcla en equilibrio está formada por H_2O, H_2, O_2 y N_2.

16-25 Una cantidad de aire (79 por ciento de N_2 y 21 por ciento de O_2) se calienta hasta los 2 000 K bajo una presión constante de 2 atm. Suponiendo que la mezcla en equilibrio está formada por N_2, O_2 y NO, determine la constante de equilibrio en este estado. ¿Es realista suponer que no se encontrará presente en la mezcla en equilibrio oxígeno monoatómico o nitrógeno? ¿Cambiará la constante de equilibrio si la presión se duplica a temperatura constante?

16-26 Se calienta hidrógeno (H_2) a 3 200 K bajo una presión constante de 8 atm. Determine el porcentaje de H_2 que se disociará en H durante el proceso. *Respuesta:* 5.0 por ciento

16-27 Se calienta dióxido de carbono (CO_2) a 2 400 K bajo una presión constante de 3 atm. Determine el porcentaje de CO_2 que se disociará en CO y O_2 durante este proceso.

16-28 Se calienta una mezcla de 1 mol de CO y 3 moles de O_2 a 2 200 K, bajo una presión de 2 atm. Determine el equilibrio de la composición, suponiendo que la mezcla se compone de CO_2, CO y O_2. *Respuestas:* $0.995CO_2$, $0.005CO$, $2.5025O_2$

16-29E Una mezcla de 2 mol de CO, 2 mol de O_2 y 6 mol de N_2 se calienta a 4 320 R bajo una presión de 3 atm. Determine la composición de equilibrio de la mezcla.
Respuestas: $1.93CO_2$, $0.07CO$, $1.035O_2$, $6N_2$

16-30 Una mezcla de 3 mol de N_2, 1 mol de O_2 y 0.1 mol de Ar se calienta a 2 400 K bajo una presión constante de 10 atm. Suponiendo que el equilibrio de la mezcla está formado por N_2, O_2, Ar y NO, determine el equilibrio de la composición.
Respuestas: $0.0823NO$, $2.9589N_2$, $0.9589O_2$, $0.1Ar$

16-31 Determine la fracción molar de sodio que se ioniza de acuerdo con la reacción $Na \rightleftharpoons Na^+ + e^-$ a 2000 K y 0.8 atm ($K_P = 0.668$ para esta reacción). *Respuesta:* 67.5 por ciento

16-32 A una cámara de combustión ingresa propano líquido (C_3H_8) a 25°C a una tasa de 1.2 kg/min, donde se mezcla y se quema con 150 por ciento de aire excesivo que ingresa a la cámara de combustión a 12°C. Si los gases de combustión están formados por CO_2, H_2O, CO, O_2 y N_2 que salen a 1 200 K y 2 atm, determine *a*) la composición de equilibrio de los gases producto y *b*) la tasa de transferencia de calor de la cámara de combustión. ¿Es realista despreciar la presencia de NO en los gases producto?
Respuestas: a) $3CO_2$, $7.5O_2$, $4H_2O$, $47N_2$, *b)* 5 066 kJ/min

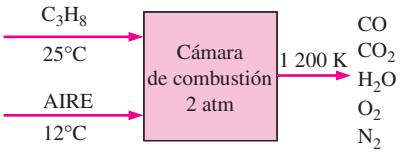


FIGURA P16-32

16-33 Reconsidere el problema 16-32. Utilizando el software EES (u otro), investigue si es posible ignorar la presencia de NO en los gases producto.

16-34E A una cámara de combustión de flujo estable se le introduce gas CO a 560 R y 16 psia a una tasa de 12.5 pies^3/min y con oxígeno (O_2) a 537 R y 16 psia a una tasa de 0.7 lbm/min. Los productos de combustión abandonan la cámara de combustión a 3 600 R y 16 psia. Si los gases de combustión están formados por CO_2, CO y O_2, determine *a*) el equilibrio de la composición de los gases producto y *b*) la tasa de transferencia de calor en la cámara de combustión.

16-35 Se calienta oxígeno (O_2) durante un proceso de flujo estable a 1 atm de 298 a 3 000 K, a una tasa de 0.5 kg/min. Determine la velocidad de la fuente de calor necesaria durante este proceso, suponiendo *a)* que parte del O_2 se disocia en O y *b)* que no se lleva a cabo ninguna disociación.

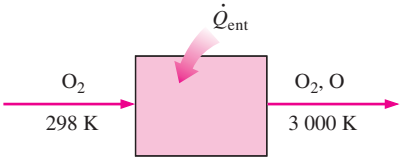


FIGURA P16-35

16-36 Calcule el valor de K_P de la reacción en equilibrio siguiente a 2 500 K:

$$CO + H_2O = CO_2 + H_2$$

Se sabe que a 2 000 K la entalpía de la reacción es −26 176 kJ/kmol y K_P es 0.2209. Compare su resultado con el valor obtenido de la definición del equilibrio constante.

16-37 Un recipiente con volumen constante contiene una mezcla de 1 kmol de H_2 y 1 kmol de O_2 a 25°C y 1 atm. El contenido se quema. Determine la presión y temperatura finales en el recipiente cuando los gases de combustión son H_2O, H_2 y O_2.

Reacciones simultáneas

16-38C ¿Cuál es el criterio de equilibrio para los sistemas que involucran dos o más reacciones químicas simultáneas?

16-39C Cuando se determina la composición de equilibrio de una mezcla que incluye reacciones simultáneas, ¿cómo determinaría usted el número de relaciones de K_P necesarias?

16-40 Se calienta un mol de H_2O a 3 400 K bajo una presión de 1 atm. Determine la composición de equilibrio, suponiendo que solamente están presentes H_2O, OH, O_2 y H_2.
Respuestas: $0.574H_2O$, $0.308H_2$, $0.095O_2$, 0.236OH

16-41 Una mezcla de 2 mol de CO_2 y 1 mol de O_2 se calienta a 3 200 K bajo una presión de 2 atm. Determine la composición de equilibrio de la mezcla suponiendo que solamente están presentes CO_2, CO, O_2 y O.

16-42 Se calienta aire (21 por ciento de O_2, 79 por ciento de N_2) a 3 000 K bajo una presión de 2 atm. Determine la composición de equilibrio, suponiendo que solamente están presentes el O_2, N_2, O y NO. ¿Es realista suponer que el N no estará presente en la mezcla de equilibrio final?

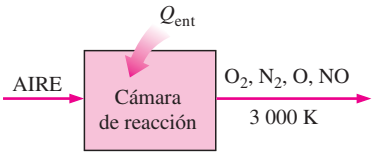


FIGURA P16-42

16-43E Se calienta aire (21 por ciento de O_2, 79 por ciento de N_2) a 5 400 R bajo una presión de 1 atm. Determine la composición de equilibrio, suponiendo que solamente están presentes el O_2, N_2, O y el NO. ¿Es realista suponer que el N no estará presente en la mezcla de equilibrio final?

16-44E Reconsidere el problema 16-43E. Utilice el software EES (u otro) para obtener la solución de equilibrio. Compare su técnica de solución con la que se utilizó en el problema 16-43E.

16-45 Se calienta vapor de agua (H_2O) en un proceso de flujo estable a 1 atm de 298 a 3 000 K, a una tasa de 0.2 kg/min. Determine la velocidad de suministro de calor durante este proceso, suponiendo que *a*) parte del H_2O se disocia en H_2, O_2 y OH, y *b*) que no se lleva a cabo ninguna disociación.
Respuestas: a) 2 055 kJ/min, *b)* 1 404 kJ/min

16-46 Reconsidere el problema 16-45. Utilizando el software EES (u otro) estudie el efecto de la temperatura final sobre la tasa del calor suministrado para los dos casos. Permita que la temperatura final varíe de 2 500 a 3 500 K. En cada uno de los casos, grafique la tasa del calor suministrado en función de la temperatura final.

16-47 Se calienta alcohol etílico ($C_2H_5OH(g)$) a 25°C en una cámara de combustión adiabática de flujo estable con 40 por ciento de exceso de aire que también ingresa a 25°C. Determine la temperatura de flama adiabática de los productos a 1 atm suponiendo que las reacciones significativas de equilibrio son $CO_2 = CO + \frac{1}{2}O_2$ y $\frac{1}{2}N_2 + \frac{1}{2}O_2 = NO$. Grafique la temperatura de flama adiabática y los kmoles de CO_2, CO y NO en equilibrio para valores de porcentaje de exceso de aire entre un 10 y 100 por ciento.

Variaciones de K_P con la temperatura

16-48C ¿Cuál es la importancia de la ecuación de Van't Hoff?

16-49C ¿Un combustible se quemará de una manera más completa a 2 000 o a 2 500 K?

16-50 Calcule la entalpía de la reacción $\overline{h}_R$ para un proceso de combustión de monóxido de carbono a 2 200 K, utilizando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.

16-51E Calcule la entalpía de reacción $\overline{h}_R$ para un proceso de combustión de monóxido de carbono a 3 960 R, utilizando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.
Respuestas: a) −119 030 Btu/lbmol, *b)* −119 041 Btu/lbmol

16-52 Utilizando datos de la entalpía de reacción $\overline{h}_R$ y el valor de K_P a 2 400 K, calcule el valor de K_P del proceso de combustión $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons H_2O$ a 2600 K. *Respuesta:* 104.1

16-53 Calcule la entalpía de reacción $\overline{h}_R$ para el proceso de disociación $CO_2 \rightleftharpoons CO + \frac{1}{2}O_2$ a 2 200 K, utilizando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.

16-54 Calcule la entalpía de reacción $\overline{h}_R$ del proceso de disociación $O_2 \rightleftharpoons 2O$ a 3100 K, utilizando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.
Respuestas: a) 513 614 kJ/kmol, *b)* 512 808 kJ/kmol

16-55 Calcule la entalpía de reacción de la reacción en equilibrio $CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$ a 2 500 K, utilizando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.

Equilibrio de fase

16-56C Considere un recipiente que contiene una mezcla de líquido-vapor saturado de agua en equilibrio. Se permite que algo de vapor escape del recipiente a temperatura y presión constante. ¿El equilibrio de fase se disturbará y causará que algo de líquido se evapore?

16-57C Considere una mezcla de dos fases de amoniaco y agua en equilibrio. ¿Puede esta mezcla existir en dos fases a la misma temperatura pero a diferente presión?

16-58C Utilizando datos de solubilidad de un sólido en un líquido específico, explique cómo determinaría la fracción molar del sólido en el líquido en la interfase a una temperatura específica.

16-59C Utilizando datos de solubilidad de un gas en un sólido, explique cómo determinaría la concentración molar del gas en el sólido en la interfase sólido-gas a una temperatura específica.

16-60C Utilizando los datos de la constante de Henry de un gas disuelto en un líquido, explique cómo determinaría la fracción molar del gas disuelto en el líquido en la interfase a una temperatura específica.

16-61 Demuestre que una mezcla de líquido-vapor saturado y vapor de agua saturado a 100°C satisface el criterio de equilibrio de fase.

16-62 Demuestre que una mezcla de líquido-vapor saturado y vapor de agua saturado a 300 kPa satisface el criterio de equilibrio de fase.

16-63 Demuestre que una mezcla de líquido-vapor saturado de refrigerante 134a, a una temperatura de −10°C satisface el criterio de equilibrio de fase.

16-64 Considere una mezcla de oxígeno y nitrógeno en la fase gaseosa. ¿Cuántas propiedades independientes se necesitan para fijar el estado del sistema? *Respuesta:* 3

16-65 A menudo, en los sistemas de refrigeración por absorción se utiliza una mezcla de líquido-vapor en equilibrio de amoniaco líquido (NH_3) y agua (H_2O). Considere una mezcla de líquido-vapor de amoniaco y agua en equilibrio a 30°C. Si la composición de la fase líquida es de 60 por ciento de NH_3 y 40 por ciento de H_2O en números molares, determine la composición de la fase de vapor de esta mezcla. La presión de saturación del NH_3 a 30°C es 1 167.4 kPa.

16-66 Considere una mezcla de líquido-vapor de amoniaco y agua en equilibrio a 25°C. Si la composición de la fase líquida es de 50 por ciento de NH_3 y 50 por ciento de H_2O en números molares, determine la composición de la fase de vapor de esta mezcla. La presión de saturación del NH_3 a 25°C es de 1 003.5 kPa. *Respuestas:* 0.31 por ciento, 99.69 por ciento

16-67 Una mezcla de líquido-vapor de amoniaco y agua está en equilibrio a 50°C. Si la composición de la fase de vapor tiene 99 por ciento de NH_3 y 1 por ciento de H_2O en números molares, determine la composición de la fase líquida de esta mezcla. La presión de saturación del NH_3 a 50°C es de 2 033.5 kPa.

16-68 Utilizando el diagrama de equilibrio líquido-vapor de una mezcla de oxígeno-nitrógeno, determine la composición de cada fase a 80 K y 100 kPa.

16-69 Utilizando el diagrama de equilibrio líquido-vapor de una mezcla de oxígeno-nitrógeno, determine la composición de cada fase a 84 K y a 100 kPa.

16-70 Utilizando el diagrama de equilibrio líquido-vapor de una mezcla de oxígeno-nitrógeno a 100 kPa, determine la temperatura a la que la composición de la fase evaporativa es de 79 por ciento de N_2 y 21 por ciento de O_2. *Respuesta:* 82 K

16-71 Utilizando el diagrama de equilibrio líquido-vapor de una mezcla de oxígeno-nitrógeno a 100 kPa, determine la temperatura a la que la composición de la fase líquida es de 30 por ciento de N_2 y 70 por ciento de O_2.

16-72 Considere una placa de hule en contacto con gas nitrógeno a 298 K y 250 kPa. Determine la densidad molar y normal (kg/m^3) del nitrógeno en el hule en la interfase.

16-73 Una pared fabricada con hule natural separa los gases O_2 y N_2, que están a 25°C y 500 kPa. Determine las concentraciones molares de O_2 y N_2 en la pared.

16-74 Considere un vaso con agua en una habitación que está a 27°C y 97 kPa. Si la humedad relativa de la habitación es de 100 por ciento y el agua y el aire se encuentran en equilibrio térmico y de fase, determine *a*) la fracción molar del vapor de agua en el aire y *b*) la fracción molar del aire en el agua.

16-75E Se rocía agua en el aire a 80°F y 14.3 psia y se colectan las gotas de agua que caen en un contenedor que está sobre el piso. Determine las fracciones molares y de masa del aire disuelto en el agua.

16-76 Considere una bebida carbonatada en una botella a 27°C y 130 kPa. Suponiendo que el espacio de gas sobre el líquido está lleno de una mezcla saturada de CO_2 y vapor de agua y considerando la bebida como agua, determine *a*) la fracción molar del vapor de agua en el gas CO_2 y *b*) la masa del CO_2 disuelto en una botella de 300 ml.

Problemas de repaso

16-77 Utilizando los datos de la función de Gibbs, determine la constante de equilibrio K_P del proceso de disociación $O_2 \rightleftharpoons 2O$ a 2000 K. Compare su resultado con el valor K_P listado en la tabla A-28. *Respuesta:* 4.4×10^{-7}

16-78 Una mezcla de 1 mol de H_2 y 1 mol de Ar se calienta bajo una presión constante de 1 atm hasta que 15 por ciento del H_2 se disocia en hidrógeno monoatómico (H). Determine la temperatura final de la mezcla.

16-79 Una mezcla de 1 mol de H_2O, 2 moles de O_2 y 5 moles de N_2 se calienta a 2 200 K bajo una presión de 5 atm. Suponiendo que el equilibrio de la mezcla está formado por H_2O, O_2, N_2 y H_2, determine la composición de equilibrio en este estado. ¿Es realista suponer que no habrá OH presente en el equilibrio de la mezcla?

16-80 Determine la fracción molar del argón que ioniza de acuerdo con la reacción $Ar \rightleftharpoons Ar^+ + e^-$ a 10 000 K y 0.35 atm ($K_P = 0.00042$ para esta reacción).

16-81 Se calienta gas metano (CH_4) a 25°C con la cantidad estequiométrica de aire a 25°C en un proceso de combustión de flujo estable adiabático a 1 atm. Suponiendo que los gases producto consisten de CO_2, H_2O, CO, N_2 y O_2, determine *a*) el equilibrio de la composición de los gases producto y *b*) la temperatura de salida.

16-82 Reconsidere el problema 16-81. Utilizando el software EES (u otro) estudie el efecto del aire excesivo sobre el equilibrio de la composición y la temperatura de salida, variando el porcentaje del aire excesivo de 0 a 200 por ciento. Grafique la temperatura de salida contra el porcentaje de aire excesivo y analice los resultados.

16-83 Un recipiente de volumen constante contiene una mezcla de 1 mol de H_2 y 0.5 mol de O_2 a 25°C y 1 atm. Se quema el contenido del recipiente y la temperatura y presión finales en el recipiente son de 2 800 K y 5 atm, respectivamente. Si la combustión de gases consiste de H_2O, H_2 y O_2, determine *a*) la composición de equilibrio de los gases pro-

ducto, y *b*) la cantidad de transferencia de calor de la cámara de combustión. ¿Es realista suponer que no habrá OH presente en el equilibrio de la mezcla? *Respuestas: a*) 0.944H_2O, 0.056H_2, 0.028O_2, *b*) 132 574 J/mol H_2

16-84 Una mezcla de 2 moles de H_2O y 3 moles de O_2 se calienta a 3 600 K bajo una presión de 8 atm. Determine la composición de equilibrio de la mezcla, suponiendo que solamente están presentes H_2O, OH, O_2 y H_2.

16-85 Una mezcla de 3 moles de CO_2 y 3 moles de O_2 se calienta a 3 400 K bajo una presión de 2 atm. Determine la composición de equilibrio de la mezcla, suponiendo que sólo están presentes el CO_2, CO, O_2 y O.
Respuestas: 1.313CO_2, 1.687CO, 3.187O_2, 1.314O

16-86 Reconsidere el problema 16-85. Utilizando el software EES (u otro) estudie el efecto de la presión en la composición de equilibrio variando la presión desde 1 atm hasta 10 atm. Grafique la cantidad presente de CO en equilibrio en función de la presión.

16-87 Calcule la entalpía de reacción $\bar{h}_R$ del proceso de combustión del hidrógeno a 2 400 K, utilizando *a*) datos de entalpía y *b*) datos de K_P.
Respuestas: a) −252,377 kJ/kmol, *b*) −252,047 kJ/kmol

16-88 Reconsidere el problema 16-87. Utilizando el software EES (u otro) investigue el efecto de la temperatura sobre la entalpía de reacción utilizando ambos métodos y variando la temperatura de 2 000 a 3 000 K.

16-89 Utilizando los datos de la entalpía de reacción $\bar{h}_R$ y del valor de K_P a 2 800 K, calcule el valor de K_P del proceso de disociación $O_2 \rightleftharpoons 2O$ a 3 000 K.

16-90 Demuestre que cuando las tres fases de una sustancia pura se encuentran en equilibrio, la función específica de Gibbs de cada fase es la misma.

16-91 Demuestre que cuando las dos fases de un sistema de dos componentes se encuentran en equilibrio, la función específica de Gibbs de las fases de cada componente es la misma.

16-92 Un recipiente de volumen constante contiene inicialmente 1 kmol de monóxido de carbono CO y 3 kmol de oxígeno O_2 (sin nitrógeno) a 25°C y 2 atm. Ahora la mezcla se quema y el CO se quema completamente en dióxido de carbono CO_2. Si la temperatura final del recipiente es de 500 K, determine la presión final del recipiente y la cantidad de transferencia de calor. ¿Es realista suponer que no habrá CO en el recipiente cuando se alcance el equilibrio químico?

16-93 Utilizando la ley de Henry, demuestre que los gases disueltos en un líquido pueden desaparecer calentando dicho líquido.

16-94 Considere un vaso con agua dentro de una habitación que está a 25°C y 100 kPa. Si la humedad relativa en la habitación es de 70 por ciento y tanto el agua como el aire se encuentran en equilibrio térmico, determine *a*) la fracción molar del vapor de agua en el aire, *b*) la fracción molar de vapor de agua en al aire adyacente a la superficie del agua y *c*) la fracción molar de aire en el agua en la vecindad de la superficie.

16-95 Repita el problema 16-94 considerando una humedad relativa de 25 por ciento.

16-96 Una bebida carbonatada está totalmente cargada con gas CO_2 a 17°C y 600 kPa de modo tal que la mayor parte de la bebida está en equilibrio termodinámico con la mezcla vapor de agua-CO_2. Ahora considere una botella de 2 litros de soda. Si el gas CO_2 contenido en la botella se fuera a liberar y almacenar en un contenedor a 20°C y 100 kPa, determine el volumen del contenedor.

16-97 Se quema alcohol etílico ($C_2H_5OH(g)$) a 25°C en una cámara de combustión adiabática de flujo estable con 40 por ciento de aire excesivo que también ingresa a 25°C. Determine la temperatura de flama adiabática de los productos a 1 atm suponiendo que la única reacción significativa en equilibrio es $CO_2 = CO + \frac{1}{2}O_2$. Grafique la temperatura de la flama adiabática a medida que el porcentaje de aire excesivo varía desde 10 hasta 100 por ciento.

16-98 Tabule el logaritmo natural de la constante de equilibrio en función de la temperatura entre 298 y 3 000 K de la reacción en equilibrio $CO + H_2O = CO_2 + H_2$. Compare sus resultados con los obtenidos al combinar los valores de ln K_P para las dos reacciones en equilibrio $CO_2 = CO + \frac{1}{2}O_2$ y $H_2O = H_2 + \frac{1}{2}O_2$ dadas en la tabla A-28.

16-99 Se desea controlar la cantidad de CO en los productos de combustión del octano C_8H_{18} de tal forma que la fracción volumétrica de CO en los productos sea menor a 0.1 por ciento. Determine el porcentaje de aire teórico requerido para la combustión del octano a 5 atm de modo que las temperaturas de los reactivos y de los productos sean 298 K y 2 000 K, respectivamente. Determine la transferencia de calor por kmol de octano para este proceso si la combustión ocurre en una cámara de combustión de flujo estable. Grafique el porcentaje de aire teórico requerido para el 0.1 por ciento de CO en los productos en función de las presiones de los productos entre 100 y 2 300 kPa.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FI)

16-100 Si la constante de equilibrio de la reacción $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$ es K, la constante de equilibrio de la reacción $2H_2O \rightarrow 2H_2 + O_2$ a la misma temperatura es

a) $1/K$ *b*) $1/2K$) *c*) $2K$ *d*) K^2 *e*) $1/K^2$

16-101 Si la constante de equilibrio de la reacción $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$ es K, la constante de equilibrio de la reacción $CO_2 + 3N_2 \rightarrow CO + \frac{1}{2}O_2 + 3N_2$ a la misma temperatura es

a) $1/K$ *b*) $1/K + 3$) *c*) $4K$ *d*) K *e*) $1/K^2$

16-102 La constante de equilibrio de la reacción $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$ a 1 atm y 1 500°C está dada por K. De las reacciones indicadas abajo, todas a 1 500°C, la reacción que tiene una constante de equilibrio diferente es

a) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$ a 5 atm

b) $2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$ a 1 atm

c) $H_2 + O_2 \rightarrow H_2O + \frac{1}{2}O_2$ a 2 atm

d) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 + 3N_2 \rightarrow H_2O + 3N_2$ a 5 atm

e) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 + 3N_2 \rightarrow H_2O + 3N_2$ a 1 atm

16-103 De las reacciones indicadas abajo, la reacción cuya composición en el punto de equilibrio a una temperatura específica no es afectada por la presión es

a) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$

b) $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$

c) $N_2 + O_2 \rightarrow 2NO$

d) $N_2 \rightarrow 2N$

e) todas las anteriores

16-104 De las reacciones indicadas abajo, la reacción cuyo número de moles de los productos aumenta agregándole gases inertes a la cámara de reacción a presión y temperatura constantes es

a) $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$

b) $CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$

c) $N_2 + O_2 \rightarrow 2NO$

d) $N_2 \rightarrow 2N$

e) todas las anteriores

16-105 Se calienta aire húmedo a muy alta temperatura. Si la composición en el punto de equilibrio consiste de H_2O, O_2, N_2, OH, H_2 y NO, el número de relaciones constantes en equilibrio necesarias para determinar la composición de equilibrio de la mezcla es

a) 1 *b*) 2 *c*) 3 *d*) 4 *e*) 5

16-106 Se quema propano C_3H_8 con aire y los productos de combustión son CO_2, CO, H_2O, O_2, N_2, OH, H_2 y NO. El número de relaciones constantes en equilibrio necesarias para determinar la composición de equilibrio de la mezcla es

a) 1 *b*) 2 *c*) 3 *d*) 4 *e*) 5

16-107 Considere una mezcla de gases que tenga tres componentes. El número de variables independientes que se necesita especificar para fijar el estado de la mezcla es

a) 1 *b*) 2 *c*) 3 *d*) 4 *e*) 5

16-108 El valor de la constante de Henry para el gas CO_2 disuelto en agua a 290 K es 12.8 MPa. Considere agua expuesta al aire atmosférico a 100 kPa que contenga 3 por ciento de CO_2 en volumen. En condiciones de equilibrio de fase, la fracción molar del gas CO_2 disuelto en agua a 290 K es

a) 2.3×10^{-4} *b*) 3.0×10^{-4} *c*) 0.80×10^{-4}
d) 2.2×10^{-4} *e*) 5.6×10^{-4}

16-109 La solubilidad del gas nitrógeno en el hule a 25°C es 0.00156 kmol/m^3 · bar. Cuando se establece el equilibrio de fase, la densidad del nitrógeno en un pedazo de hule colocado en una cámara de gas nitrógeno a 800 kPa es

a) 0.012 kg/m^3 *b*) 0.35 kg/m^3 *c*) 0.42 kg/m^3
d) 0.56 kg/m^3 *e*) 0.078 kg/m^3

Problemas de diseño y ensayo

16-110 Un artículo que apareció en el *Reno Gazette-Journal* el 18 de Mayo de 1992, cita a un inventor quien dijo había convertido agua en combustible para vehículos motorizados en un adelanto tecnológico que podría incrementar la eficiencia del motor, ahorrar gasolina y reducir las emisiones de humo. También existe una fotografía de un automóvil que el inventor modificó para operar con la mitad de combustible y la otra mitad con agua. El inventor afirma que las chispas de los polos catalíticos en la máquina convertida descompone el agua en oxígeno e hidrógeno, los cuales se queman junto con la gasolina. Asimismo, agrega que el hidrógeno tiene una densidad de energía más alta que el carbón y que la densidad de alta energía le permite a uno obtener más potencia. El inventor afirma que la eficiencia del combustible de su automóvil aumenta de 20 mpg (millas por galón) a más de 50 mpg de gasolina como resultado de la conversión, y él hace la observación de que dicha conversión reduce sustancialmente la emisión de hidrocarburos, monóxido de carbono y otros contaminantes por el escape.

Evalúe las declaraciones realizadas por el inventor y escriba un reporte (que se va a proponer a un grupo de inversionistas, que está considerando financiar este invento).

16-111 Los automóviles son los principales emisores de contaminantes del aire, como son el NO_x, CO e hidrocarburos HC. Investigue los límites legales de estos contaminantes en su área y calcule la cantidad total de cada contaminante, en kilogramos, que generaría su ciudad si todos los automóviles emitieran contaminantes al nivel máximo legalmente permitido. Enuncie sus suposiciones.

Capítulo 17

FLUJO COMPRESIBLE

En la mayor parte del libro, se ha limitado el estudio de flujos a aquellos en los que las variaciones de densidad y, por lo tanto, las variaciones de compresibilidad son insignificantes. En este capítulo se supera esta limitación y se examinan flujos que involucran cambios significativos en su densidad. A dichos flujos se les denomina *flujos compresibles* y se encuentran a menudo en dispositivos que utilizan flujos de gases a velocidades muy grandes. El flujo compresible combina la dinámica de fluidos y la termodinámica en el sentido de que ambos son necesarios para el desarrollo de los antecedentes teóricos que se requieren. En este capítulo se desarrollan las relaciones generales asociadas con los flujos compresibles unidimensionales para un gas ideal con calor específico constante.

El capítulo comienza con una presentación de los conceptos de *estado de estancamiento, velocidad del sonido* y *número de Mach* de los flujos compresibles. Se desarrollan las relaciones entre las propiedades de los fluidos estáticos y de estancamiento para flujos isentrópicos de gases ideales y se expresan como funciones de las relaciones de calor específico y del número de Mach. Asimismo, se estudian los efectos de los cambios de área en los flujos unidimensionales isentrópicos subsónicos y supersónicos. Estos efectos se ilustran considerando el flujo isentrópico que pasa a través de toberas *convergentes* y *convergentes-divergentes*. También se analizan los conceptos de las *ondas de choque* y de la variación de las propiedades del flujo en choques normales y oblicuos. Por último, se consideran los efectos de la transferencia de calor en los flujos compresibles, y se examinan las toberas de vapor.

Objetivos

En el capítulo 17, los objetivos son:

- Desarrollar las relaciones generales de los flujos compresibles que se presentan cuando los gases fluyen a velocidades elevadas.
- Presentar los conceptos de *estado de estancamiento, velocidad del sonido* y *número de Mach* de un fluido compresible.
- Desarrollar las relaciones entre las propiedades de los fluidos estáticos y de estancamiento para flujos isentrópicos de gases ideales.
- Deducir las relaciones entre las propiedades de los fluidos estáticos y de estancamiento en función de las relaciones de los calores específicos y del número de Mach.
- Deducir los efectos de los cambios de área de los flujos que son simultáneamente subsónicos y supersónicos, isentrópicos y unidimensionales.
- Resolver problemas de flujo isentrópico que pasa por toberas convergentes y convergentes-divergentes.
- Analizar la onda de choque y la variación de las propiedades del flujo a través de la onda de choque.
- Desarrollar el concepto de flujo de tubería con transferencia de calor y fricción insignificantes, conocido como *flujo de Rayleigh*.
- Analizar la operación de las toberas de vapor utilizadas comúnmente en las turbinas de vapor.

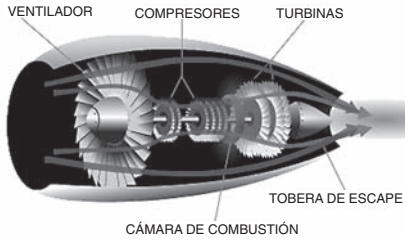


FIGURA 17-1

Los motores de aviones y jets involucran altas velocidades y, por lo tanto, el término energía cinética debe siempre considerarse en su análisis.

a) *Fotografía cortesía de la NASA, http://lisar.larc.nasa.gov/IMAGES/SMALL/EL-1999-00108.jpeg, y* b) *Figura cortesía del Pratt and Whitney. Utilizados con autorización.*

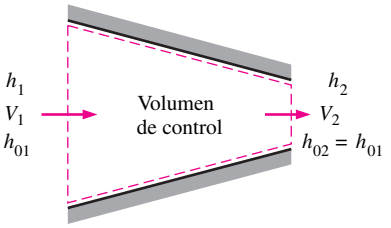


FIGURA 17-2

Flujo estable de un fluido a través de un ducto adiabático.

17-1 ▪ PROPIEDADES DE ESTANCAMIENTO

Cuando se analizan volúmenes de control, se ha determinado que resulta muy conveniente combinar la *energía interna* y la *energía de flujo* de un fluido en un solo término, la *entalpía*, que se define por unidad de masa como $h = u + Pv$. Siempre que las energías cinética y potencial del fluido sean insignificantes, como sucede a menudo, la entalpía representa la *energía total* de un fluido. Para flujos a altas velocidades, como los de las máquinas de propulsión (Fig. 17-1), la energía potencial del fluido es casi insignificante; sin embargo, la energía cinética no lo es. En dichos casos, conviene combinar la entalpía y la energía cinética del fluido en un término único llamado **entalpía de estancamiento** (o **total**) h_0, definida por unidad de masa como

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \qquad \text{(kJ/kg)} \tag{17-1}$$

Cuando la energía potencial del fluido es insignificante, la entalpía de estancamiento representa la *energía total de una corriente de fluido fluyendo* por unidad de masa. Por lo tanto, se simplifica el análisis termodinámico de flujos a alta velocidad.

A lo largo de este capítulo se hará referencia a la entalpía ordinaria h como la **entalpía estática**, cuando sea necesario, para distinguirla de la entalpía de estancamiento. Observe que la entalpía de estancamiento es una propiedad combinatoria de un fluido, justo como la entalpía estática, y estas dos entalpías son idénticas cuando la energía cinética del fluido es insignificante.

Considere el flujo estable de un fluido que pasa a través de un ducto como una tobera, un difusor, o cualquier otro conductor de flujo donde el flujo se lleve a cabo adiabáticamente y sin ninguna flecha o trabajo eléctrico, como se muestra en la figura 17-2. Suponiendo que el fluido no experimenta ninguna variación o una muy pequeña en su elevación y por lo tanto en su energía potencial, la relación de balance de energía ($\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sal}}$) de este sistema de flujo estable con una sola corriente se reduce a

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{17-2}$$

o

$$h_{01} = h_{02} \tag{17-3}$$

Esto es, en la ausencia de cualquier interacción de calor y trabajo y de cualquier cambio en energía potencial, la entalpía de estancamiento de un fluido permanece constante durante un proceso en estado estable. Los flujos a través de las toberas y los difusores satisfacen, en general, estas condiciones y cualquier aumento en la velocidad de fluido en estos dispositivos origina una disminución equivalente en la entalpía estática del fluido.

Si el fluido fuera detenido completamente, entonces la velocidad en el estado 2 sería cero y la ecuación 17-2 se convertiría en

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 = h_{02}$$

Por lo tanto, la *entalpía de estancamiento* representa la *entalpía de un fluido cuando es llevado a reposo adiabáticamente.*

Durante un proceso de estancamiento, la energía cinética de un fluido se convierte en entalpía (energía interna + energía del flujo), lo que resulta en un aumento en la temperatura y presión del fluido (Fig. 17-3). A las propiedades de un fluido en el estado de estancamiento se les llama **propiedades de estancamiento** (temperatura de estancamiento, presión de estancamiento,

densidad de estancamiento, etc.). El estado de estancamiento y las propiedades de estancamiento se indican con un subíndice 0.

Al estado de estancamiento se le conoce con el nombre de **estado de estancamiento isentrópico** cuando el proceso de estancamiento es reversible, así como también adiabático (por ejemplo, isentrópico). La entropía de un fluido permanece constante durante un proceso de estancamiento isentrópico. Los procesos de estancamiento isentrópicos y reales (irreversibles) se muestran en el diagrama *h-s* de la figura 17-4. Note que la entalpía de estancamiento del fluido (y la temperatura de estancamiento si el fluido es un gas ideal) es la misma en ambos casos. Sin embargo, la presión real de estancamiento es menor que la presión de estancamiento isentrópica puesto que la entropía aumenta durante el proceso de estancamiento real como resultado de la fricción del fluido. A menudo, los procesos de estancamiento se aproximan a ser isentrópicos; a las propiedades de estancamiento isentrópicas se les conoce con el nombre de propiedades de estancamiento.

Cuando el fluido se aproxima a un *gas ideal* con calores específicos constantes, su entalpía puede reemplazarse por c_pT y la ecuación 17-1 puede expresarse como

$$c_pT_0 = c_pT + \frac{V^2}{2}$$

o

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p} \tag{17-4}$$

Aquí, a T_0 se le llama **temperatura de estancamiento** (o **total**), y representa la *temperatura que adquiere un gas ideal cuando se lleva al reposo adiabáticamente.* El término $V^2/2c_p$ corresponde al incremento de temperatura durante dicho proceso y se le llama **temperatura dinámica**. Por ejemplo, la temperatura dinámica del aire que fluye a 100 m/s es $(100\ \text{m/s})^2/(2 \times 1.005\ \text{kJ/kg} \cdot \text{K}) = 5.0\ \text{K}$. Por lo tanto, cuando el aire a 300 K y 100 m/s es llevado al reposo adiabáticamente (por ejemplo, en la punta del medidor de temperatura), su temperatura se incrementa al valor de estancamiento de 305 K (Fig. 17-5). Note que para los flujos a baja velocidad, las temperaturas de estancamiento y estática (ordinaria) son prácticamente las mismas. Sin embargo, para flujos a gran velocidad, la temperatura medida por un medidor estacionario colocado en el fluido (la temperatura de estancamiento) puede ser significativamente más alta que la temperatura estática del fluido.

La presión que un fluido alcanza cuando éste es llevado al reposo isentrópicamente se denomina **presión de estancamiento** P_0. Para gases ideales con calores específicos constantes, P_0 está relacionada con la presión estática del fluido a través de

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{k/(k-1)} \tag{17-5}$$

Observando que $\rho = 1/v$ y utilizando la relación isentrópica $Pv^k = P_0v_0^k$, la relación entre la densidad de estancamiento y la densidad estática puede expresarse como

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(k-1)} \tag{17-6}$$

Cuando se utilizan las entalpías de estancamiento, no es necesario referirse explícitamente a la energía cinética. Entonces, el balance de energía $\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sal}}$ de un dispositivo de flujo estable y una sola corriente, puede expresarse como

$$q_{\text{ent}} + w_{\text{ent}} + (h_{01} + gz_1) = q_{\text{sal}} + w_{\text{sal}} + (h_{02} + gz_2) \tag{17-7}$$

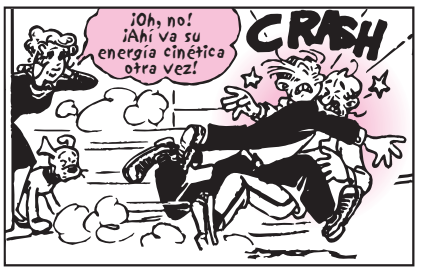


FIGURA 17-3
Energía cinética convertida en entalpía durante un proceso de estancamiento.

© Reimpresa con autorización especial de King Features Syndicate.

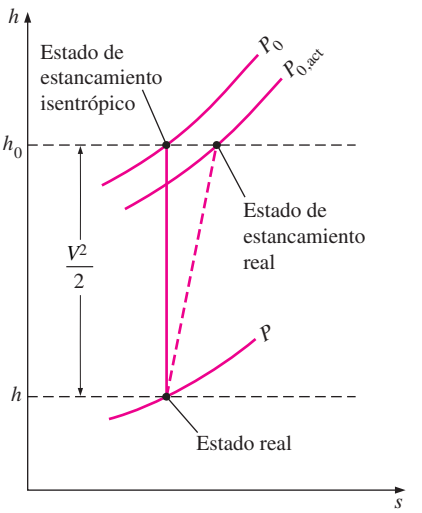


FIGURA 17-4
El estado real, el estado de estancamiento real y el estado de estancamiento isentrópico de un fluido en un diagrama *h-s*.

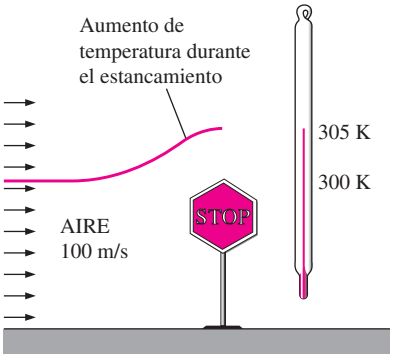


FIGURA 17-5

La temperatura de un gas ideal que fluye a una velocidad V se incrementa en $V^2/2c_p$ cuando se lleva al alto total.

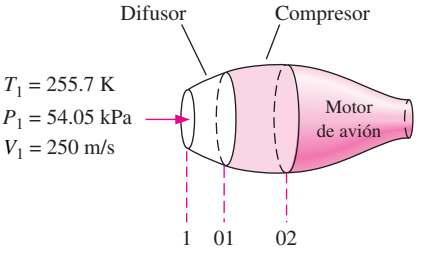


FIGURA 17-6

Esquema para el ejemplo 17-1.

donde h_{01} y h_{02} son las entalpías de estancamiento en los estados 1 y 2, respectivamente. Cuando el fluido es un gas ideal con calores específicos constantes, la ecuación 17-7 se convierte en

$$(q_{ent} - q_{sal}) + (w_{ent} - w_{sal}) = c_p(T_{02} - T_{01}) + g(z_2 - z_1) \qquad \textbf{(17-8)}$$

donde T_{01} y T_{02} son las temperaturas de estancamiento.

Note que los términos de energía cinética no aparecen explícitamente en las ecuaciones 17-7 y 17-8; sin embargo, los términos de entalpía de estancamiento incluyen su contribución.

EJEMPLO 17-1 Compresión del aire de alta velocidad en un avión

Un avión está volando a una velocidad de crucero de 250 m/s a una altitud de 5 000 m, donde la presión atmosférica es de 54.05 kPa y la temperatura ambiente del aire es de 255.7 K. Primero, el aire en el ambiente se desacelera en un difusor antes de ingresar al compresor (Fig. 17-6). Suponiendo que tanto el difusor como el compresor son isentrópicos, determine *a*) la presión de estancamiento a la entrada del compresor y *b*) el trabajo requerido del compresor por unidad de masa si la relación de presiones de estancamiento es de 8.

Solución Al difusor y compresor de un avión ingresa aire a alta velocidad. Se va a determinar la presión de estancamiento del aire y la entrada de trabajo al compresor.

Suposiciones **1** Tanto el difusor como el compresor son isentrópicos. **2** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente.

Propiedades El calor específico a presión constante c_p y la relación de calores específicos k del aire a temperatura ambiente son (tabla A-2*a*)

$$c_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad \text{y} \quad k = 1.4$$

Análisis *a*) En condiciones isentrópicas, la presión de estancamiento a la entrada del compresor (salida del difusor) puede determinarse de la ecuación 17-5. Sin embargo, primero es necesario encontrar la temperatura de estancamiento T_{01} a la entrada del compresor. Bajo las suposiciones anteriores, T_{01} puede determinarse de la ecuación 17-4 como

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p} = 255.7 \text{ K} + \frac{(250 \text{ m/s})^2}{(2)(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})}\left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}\right)$$
$$= 286.8 \text{ K}$$

Después, a partir de la ecuación 17-5,

$$P_{01} = P_1\left(\frac{T_{01}}{T_1}\right)^{k/(k-1)} = (54.05 \text{ kPa})\left(\frac{286.8 \text{ K}}{255.7 \text{ K}}\right)^{1.4/(1.4-1)}$$
$$= \mathbf{80.77 \text{ kPa}}$$

Esto es, la temperatura del aire se incrementará en 31.1°C y la presión en 26.72 kPa, a medida que el aire se desacelera de 250 m/s a una velocidad cero. Estos incrementos de temperatura y presión del aire se deben a la conversión de la energía cinética en entalpía.

b) Para determinar el trabajo del compresor, es necesario conocer la temperatura de estancamiento del aire, T_{02}, a la salida del compresor. Se especifica que la relación de presiones de estancamiento a través del compresor P_{02}/P_{01} es de 8. Puesto que se supone que el proceso de compresión es isentrópico, T_{02} puede determinarse a partir de la relación isentrópica para gases ideales (Ec. 17-5):

$$T_{02} = T_{01}\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{(k-1)/k} = (286.8 \text{ K})(8)^{(1.4-1)/1.4} = 519.5 \text{ K}$$

Sin considerar los cambios de energía potencial y la transferencia de calor, el trabajo del compresor por unidad de masa de aire se determina a partir de la ecuación 17-8:

$$\begin{aligned} w_{\text{ent}} &= c_p(T_{02} - T_{01}) \\ &= (1.005\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(519.5\ \text{K} - 286.8\ \text{K}) \\ &= \mathbf{233.9\ kJ/kg} \end{aligned}$$

Por lo tanto, el trabajo suministrado al compresor es de 233.9 kJ/kg.

Explicación Note que utilizando las propiedades de estancamiento, se incluye en automático cualquier variación en la energía cinética de la corriente del fluido.

17-2 ▪ VELOCIDAD DEL SONIDO Y NÚMERO DE MACH

Un parámetro importante en el estudio de flujos compresibles es la **velocidad del sonido** (o **velocidad sónica**), que es la velocidad a la que una onda con una presión infinitamente pequeña viaja a través de un medio. La onda de presión puede ser provocada por un pequeño disturbio, el cual genera un pequeño incremento en la presión local.

Para obtener una relación para la velocidad del sonido en un medio, considere una tubería llena con un fluido en reposo, como se muestra en la figura 17-7. Un émbolo colocado en la tubería se mueve ahora hacia la derecha a una velocidad creciente y constante dV, generando una onda sónica. El frente de onda se mueve hacia la derecha a través del fluido a la velocidad del sonido c y separa el fluido en movimiento adyacente al émbolo del fluido inmóvil en reposo. El fluido a la izquierda del frente de onda experimenta un cambio progresivo en sus propiedades termodinámicas, mientras que el fluido a la derecha del frente de onda conserva sus propiedades termodinámicas originales, como se muestra en la figura 17-7.

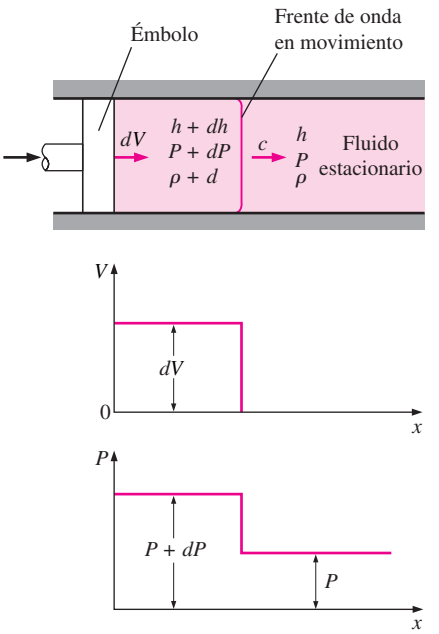


FIGURA 17-7
Propagación de una pequeña onda de presión a lo largo de un ducto.

Para simplificar el análisis, considere un volumen de control que encierra el frente de onda y se mueve con él, según se expone en la figura 17-8. Para un observador viajando con el frente de onda, el fluido a la derecha parecerá que se mueve hacia el frente de onda a una velocidad de $c - dV$. Por supuesto, el observador pensará que el volumen de control que encierra al frente de onda (y a él o a ella) es estacionario, y el observador estará presenciando un proceso de flujo estable. El balance de masa de este proceso de flujo estable de corriente única puede expresarse como

$$\dot{m}_{\text{derecha}} = \dot{m}_{\text{izquierda}}$$

o

$$\rho A c = (\rho + d\rho)A(c - dV)$$

Cancelando el área de la sección transversal (o flujo) A y descartando los términos de orden superior, esta ecuación se reduce a

$$c\,d\rho - \rho\,dV = 0 \qquad \textbf{(a)}$$

Ningún trabajo o calor atraviesa las fronteras del volumen de control durante este proceso de flujo estable, y puede despreciarse cualquier cambio de energía potencial, si existiere. Entonces, el balance de energía del flujo estable $e_{\text{entrada}} = e_{\text{salida}}$ será,

$$h + \frac{c^2}{2} = h + dh + \frac{(c - dV)^2}{2}$$

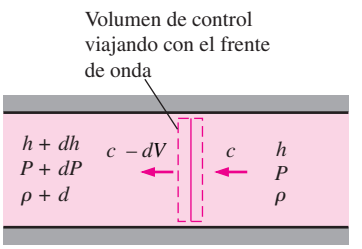


FIGURA 17-8
Volumen de control moviéndose con la pequeña onda de presión a lo largo de un ducto.

lo que da como resultado

$$dh - c\,dV = 0 \qquad \textbf{(b)}$$

donde se han descartado los términos de segundo orden dV^2. La amplitud de la onda sónica ordinaria es muy pequeña y no provoca ningún cambio significativo en la presión o en la temperatura del fluido. Por ello, la propagación de una onda sónica no solamente es adiabática, sino que también es casi isentrópica. Entonces, la segunda relación $T\,ds$ desarrollada en el capítulo 7 se reduce a

$$T\,ds \overset{\nearrow 0}{} = dh - \frac{dP}{\rho}$$

o

$$dh = \frac{dP}{\rho} \qquad \textbf{(c)}$$

Combinando las ecuaciones a, b y c se obtiene la expresión deseada para la velocidad del sonido,

$$c^2 = \frac{dP}{d} \qquad \text{a } s = \text{constante}$$

o

$$c^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s \qquad \textbf{(17-9)}$$

Se deja al lector como ejercicio demostrar, utilizando las relaciones de propiedades termodinámicas (véase Cap. 12), que la ecuación 17-9 puede también escribirse como

$$c^2 = k\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_T \qquad \textbf{(17-10)}$$

donde k es la relación de calores específicos del fluido. Observe que la velocidad del sonido en un fluido depende de las propiedades termodinámicas de dicho fluido.

Cuando el fluido es un gas ideal ($P = \rho RT$), la derivada de la ecuación 17-10 puede calcularse de manera sencilla como sigue:

$$c^2 = k\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_T = k\left[\frac{\partial(\rho RT)}{\partial \rho}\right]_T = kRT$$

o

$$c = \sqrt{kRT} \qquad \textbf{(17-11)}$$

Resalta que la constante del gas R tiene un valor determinado para un gas específico, y que la relación de calor específico k de un gas ideal es, en la mayoría de los casos, una función de la temperatura. Se puede observar que la velocidad del sonido en un gas ideal específico está en función únicamente de la temperatura (Fig. 17-9).

Un segundo parámetro importante en el análisis del flujo de fluidos compresibles es el **número de Mach**, Ma, llamado así en honor al físico austriaco Ernst Mach (1838-1916). Es la relación de la velocidad real del fluido (o el de un objeto en aire estático) y la velocidad del sonido en el mismo fluido en el mismo estado:

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} \qquad \textbf{(17-12)}$$

Observe que el número de Mach depende de la velocidad del sonido, misma que depende del estado del fluido. Por lo tanto, el número de Mach de un

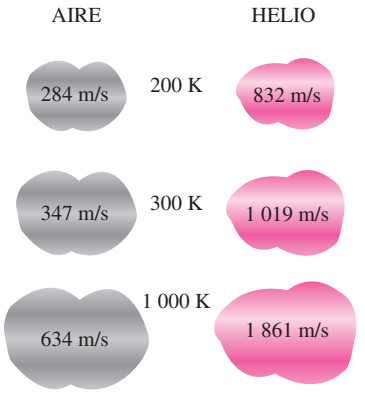


FIGURA 17-9
La velocidad del sonido varía con la temperatura y con el fluido.

avión volando a velocidad constante en aire estático puede diferir en función de la ubicación (Fig. 17-10).

Los regímenes del flujo de fluidos a menudo se describen en términos del número de flujo de Mach. El flujo se llama **sónico** cuando Ma = 1, **subsónico** cuando Ma < 1, **supersónico** cuando Ma > 1, **hipersónico** cuando Ma ≫ 1 y **transónico** cuando Ma ≅ 1.

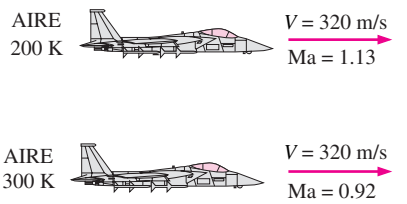


FIGURA 17-10
El número de Mach puede ser diferente a temperaturas distintas, aun si la velocidad es la misma.

EJEMPLO 17-2 Número de Mach del aire ingresando a un difusor

Al difusor mostrado en la figura 17-11 ingresa aire a una velocidad de 200 m/s. Determine *a*) la velocidad del sonido y *b*) el número de Mach en la entrada del difusor cuando la temperatura del aire es de 30°C.

Solución El aire ingresa al difusor a gran velocidad. Se determinarán la velocidad del sonido y el número de Mach cuando el aire ingresa al difusor.

Suposiciones El aire en condiciones específicas se comporta como un gas ideal.

Propiedades La constante gaseosa del aire es $R = 0.287$ kJ/kg · K, y su relación de calores específicos a 30°C es de 1.4 (tabla A-2*a*).

Análisis Se observa que la velocidad del sonido en el gas varía con la temperatura, la cual es de 30°C.

a) La velocidad del sonido en el aire a 30°C está determinada, a partir de la ecuación 17-11, como

$$c = \sqrt{kRT} = \sqrt{(1.4)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(303\ \text{K})\left(\frac{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)} = \mathbf{349\ m/s}$$

b) Por lo tanto, el número de Mach es

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{200\ \text{m/s}}{349\ \text{m/s}} = \mathbf{0.573}$$

Explicación El flujo a la entrada del difusor es subsónico puesto que Ma < 1.

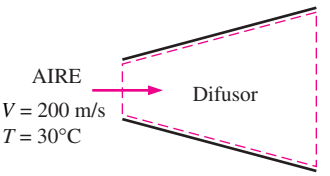


FIGURA 17-11
Esquema del ejemplo 17-2.

17-3 ▪ FLUJO ISENTRÓPICO EN UNA DIMENSIÓN

Durante el flujo del fluido a través de diferentes dispositivos tales como toberas, difusores y álabes de turbinas, las cantidades de flujo varían principalmente en dirección sólo del flujo y éste puede aproximarse a un flujo isentrópico en una dimensión con gran exactitud. Por ende, merece especial consideración. Antes de presentar un estudio formal del flujo isentrópico en una dimensión, se mostrarán algunos aspectos importantes de éste con la ayuda de un ejemplo.

EJEMPLO 17-3 Flujo de un gas a través de un ducto convergente-divergente

A través de un ducto de sección transversal variable como la tobera que se muestra en la figura 17-12, fluye dióxido de carbono de manera estable, con un flujo másico de 3 kg/s. El dióxido de carbono ingresa en el ducto bajo una presión de 1 400 kPa y una temperatura de 200°C a baja velocidad, y se expande en la tobera a una presión de 200 kPa. El ducto está diseñado de tal forma que el flujo puede considerarse como isentrópico. Determine la densidad, la velocidad, el área del flujo y el número de Mach en cada punto a lo largo del ducto que corresponda a una caída de presión de 200 kPa.

Solución El dióxido de carbono ingresa a un ducto de sección transversal variable en condiciones específicas. Se determinarán las propiedades del flujo a lo largo del ducto.

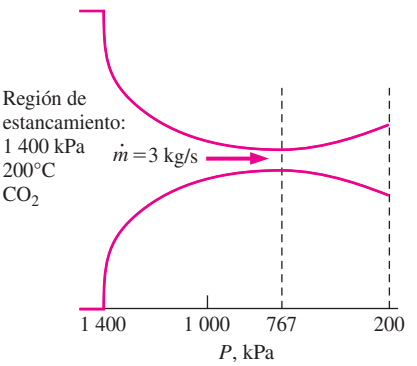


FIGURA 17-12
Esquema del ejemplo 17-3.

Suposiciones **1** El dióxido de carbono es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente. **2** El flujo a través del ducto es estable, unidimensional e isentrópico.
Propiedades Por simplicidad se utilizan en los cálculos los valores $c_p = 0.846$ kJ/kg · K y $k = 1.289$ los cuales son el calor específico a presión constante y la relación de calores específicos del dióxido de carbono a temperatura ambiente. La constante del gas dióxido de carbono es $R = 0.1889$ kJ/kg · K (tabla A-2*a*).
Análisis Observe que la temperatura de entrada es casi igual a la temperatura de estancamiento puesto que la velocidad de entrada es baja. El flujo es isentrópico y, por lo tanto, la temperatura y presión de estancamiento en el ducto permanecen constantes. Así,

$$T_0 \cong T_1 = 200°\text{C} = 473\ \text{K}$$

y

$$P_0 \cong P_1 = 1\,400\ \text{kPa}$$

Para ilustrar el procedimiento de solución se calculan las propiedades deseadas en el punto donde la presión es de 1 200 kPa, el primer punto que corresponde a una caída de presión de 200 kPa.

De la ecuación 17-5 se tiene

$$T = T_0\left(\frac{P}{P_0}\right)^{(k-1)/k} = (473\ \text{K})\left(\frac{1\,200\ \text{kPa}}{1\,400\ \text{kPa}}\right)^{(1.289-1)/1.289} = 457\ \text{K}$$

De la ecuación 17-4,

$$\begin{aligned} V &= \sqrt{2c_p(T_0 - T)} \\ &= \sqrt{2(0.846\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(473\ \text{K} - 457\ \text{K})\left(\frac{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^3}{1\ \text{kJ/kg}}\right)} \\ &= \mathbf{164.5\ m/s} \end{aligned}$$

De la relación de gases ideales,

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{1\,200\ \text{kPa}}{(0.1889\ \text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K})(457\ \text{K})} = \mathbf{13.9\ kg/m^3}$$

De la relación de flujo másico,

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho V} = \frac{3\ \text{kg/s}}{(13.9\ \text{kg/m}^3)(164.5\ \text{m/s})} = 13.1 \times 10^{-4}\ \text{m}^2 = \mathbf{13.1\ cm^2}$$

De las ecuaciones 17-11 y 17-12,

$$c = \sqrt{kRT} = \sqrt{(1.289)(0.1889\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(457\ \text{K})\left(\frac{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)} = 333.6\ \text{m/s}$$

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{164.5\ \text{m/s}}{333.6\ \text{m/s}} = \mathbf{0.493}$$

Los resultados de las demás etapas de presión se resumen en la tabla 17-1 y se grafican en la figura 17-13.
Explicación Observe que a medida que disminuye la presión, también lo hace la temperatura y la velocidad del sonido, mientras que la velocidad del fluido y el número de Mach aumentan en la dirección del flujo. La densidad disminuye paulatinamente primero y rápidamente después a medida que la velocidad aumenta.

TABLA 17-1

Variación de las propiedades de un fluido en la dirección del flujo en el ducto descrito en el ejemplo 17-3 para $\dot{m}$ = 3 kg/s = constante

P, kPa	T, K	V, m/s	ρ, kg/m^3	c, m/s	A, cm^2	Ma
1 400	473	0	15.7	339.4	∞	0
1 200	457	164.5	13.9	333.6	13.1	0.493
1 000	439	240.7	12.1	326.9	10.3	0.736
800	417	306.6	10.1	318.8	9.64	0.962
767*	413	317.2	9.82	317.2	9.63	1.000
600	391	371.4	8.12	308.7	10.0	1.203
400	357	441.9	5.93	295.0	11.5	1.498
200	306	530.9	3.46	272.9	16.3	1.946

* 767 kPa es la presión crítica donde el número de Mach local es la unidad.

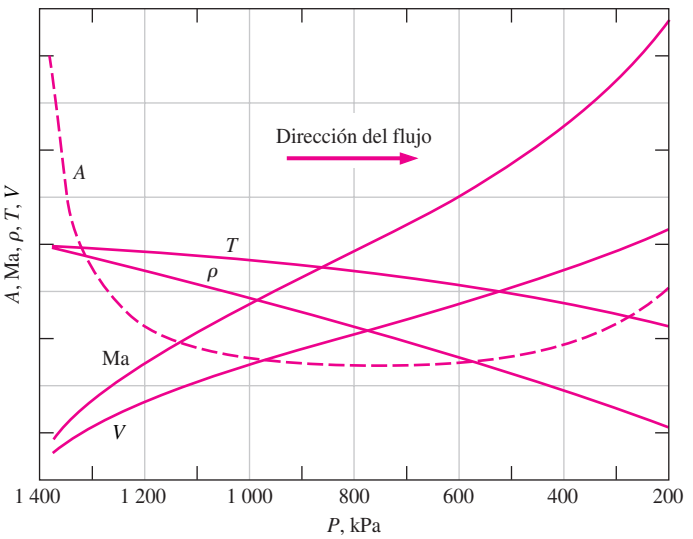


FIGURA 17-13

La variación de las propiedades normalizadas del fluido y área de la sección transversal a lo largo del ducto, a medida que disminuye la presión de 1 400 a 200 kPa.

Se puede observar en el ejemplo 17-3 que el área del flujo disminuye al aumentar la presión hasta un valor de presión crítico donde el número de Mach es la unidad y, después, empieza a aumentar con la consiguiente reducción de presión. El número de Mach es unitario en el punto donde el área del flujo es menor, al cual se le conoce como la **garganta** (Fig. 17-14). Observe que la velocidad del fluido continúa incrementándose después de pasar por la garganta aunque el área del flujo aumenta rápidamente en esa región. Este aumento de velocidad después de atravesar la garganta se debe a un incremento acelerado de la densidad del fluido. El área del flujo del ducto que se considera en este ejemplo disminuye primero, y luego aumenta. Dichos ductos se conocen con el nombre de **toberas convergentes-divergentes**. Estas toberas se utilizan para acelerar gases a velocidades supersónicas y no deben confundirse con las *toberas de Venturi*, las cuales se utilizan estrictamente para flujos incompresibles. La primera vez que se usó dicha tobera fue en el año de 1893, en una turbina de vapor diseñada por el ingeniero sueco, Carl G. B.

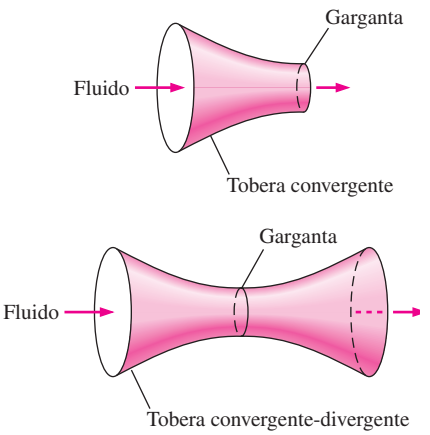


FIGURA 17-14

La sección transversal de una tobera en el área más pequeña del flujo se llama *garganta*.

de Laval (1845-1913) y, por eso, las toberas convergentes-divergentes a menudo se les conoce con el nombre de *toberas de Laval.*

Variación de la velocidad del fluido con el área de flujo

A partir del ejemplo 17-3 queda claro que las relaciones entre la velocidad, la densidad y las áreas del flujo para un flujo isentrópico en un ducto son muy complejas. En lo que resta de esta sección se estudiarán estas relaciones de manera más detallada, y se desarrollarán ecuaciones para la variación de las relaciones de propiedades estáticas y de estancamiento, con el número de Mach para la presión, la temperatura y la densidad.

Se comienza el estudio buscando relaciones entre la presión, la temperatura, la densidad, la velocidad, el área del flujo y el número de Mach para flujo isentrópico unidimensional. Considere el balance de masa de un proceso de flujo estable:

$$\dot{m} = \quad AV = \text{constante}$$

Derivando y dividiendo la ecuación resultante entre el flujo másico se obtiene

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0 \qquad \textbf{(17-13)}$$

Descartando la energía potencial, el balance de energía de un flujo isentrópico sin interacciones de trabajo puede expresarse en forma diferencial como (Fig. 17-15)

$$\frac{dP}{\rho} + V\,dV = 0 \qquad \textbf{(17-14)}$$

Esta relación es también la forma diferencial de la ecuación de Bernoulli cuando los cambios en la energía potencial son insignificantes, lo cual es una forma del principio de conservación de la cantidad de movimiento para volúmenes de control de flujo estable. Combinando las ecuaciones 17-13 y 17-14 se obtiene

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho}\left(\frac{1}{V^2} - \frac{d\rho}{dP}\right) \qquad \textbf{(17-15)}$$

Reacomodando la ecuación 17-9 como $(\partial\rho/\partial P)_s = 1/c^2$ y sustituyéndola en la ecuación 17-15, se obtiene

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho V^2}(1 - \text{Ma}^2) \qquad \textbf{(17-16)}$$

Ésta es una relación importante para el flujo isentrópico en ductos puesto que describe la variación de la presión con el área del flujo. Se puede observar que A, ρ y V son cantidades positivas. Para el flujo *subsónico* (Ma $<$ 1), el término $1 - \text{Ma}^2$ es positivo; y, por lo tanto, dA y dP deben tener el mismo signo. Esto es, la presión del fluido debe incrementarse a medida que el área de flujo del ducto se incremente, y debe disminuir conforme el área del flujo del ducto disminuya. Por consiguiente, a velocidades subsónicas, la presión disminuye en los ductos convergentes (toberas subsónicas) y aumenta en los ductos divergentes (difusores subsónicos).

En flujos *supersónicos* (Ma $>$ 1), el término $1 - \text{Ma}^2$ es negativo y, por eso, dA y dP deberán tener signos opuestos. Esto es, la presión del fluido de-

CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA
(flujo estable, $w = 0$, $q = 0$, $\Delta pe = 0$)

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2}$$

o

$$h + \frac{V^2}{2} = \text{constante}$$

Derivando,

$$dh + V\,dV = 0$$

Asimismo, ($T\,ds = 0$ (isentrópico))

$$T\,ds = dh - v\,dP$$

$$dh = v\,dP = \frac{1}{\rho}\,dP$$

Sustituyendo,

$$\frac{dP}{\rho} + V\,dV = 0$$

FIGURA 17-15

La deducción de la forma diferencial de la ecuación de la energía para un flujo isentrópico estable.

be aumentar a medida que el área del flujo del ducto disminuya, y deberá disminuir conforme el área del flujo del ducto aumente. Por lo tanto, a velocidades supersónicas, la presión disminuye en los ductos divergentes (toberas supersónicas) y aumenta en los ductos convergentes (difusores supersónicos).

Otra relación importante para el flujo isentrópico de un fluido se obtiene sustituyendo $\rho V = -dP/dV$ de la ecuación 17-14 en la ecuación 17-16:

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V}(1 - \text{Ma}^2) \tag{17-17}$$

Esta ecuación gobierna la forma de una tobera o un difusor para flujos isentrópicos subsónicos o supersónicos. Observando que A y V son cantidades positivas, se concluye lo siguiente:

$$\text{Para flujo subsónico } (\text{Ma} < 1), \quad \frac{dA}{dV} < 0$$

$$\text{Para flujo supersónico } (\text{Ma} > 1), \quad \frac{dA}{dV} > 0$$

$$\text{Para flujo sónico } (\text{Ma} = 1), \quad \frac{dA}{dV} = 0$$

En consecuencia, la forma correcta de una tobera depende de la velocidad más alta que se desee con relación a la velocidad sónica. Para acelerar el fluido, se debe usar una tobera convergente a velocidades subsónicas y una tobera divergente a velocidades supersónicas. Las velocidades que más se utilizan en las aplicaciones más comunes se encuentran muy por debajo de la velocidad sónica y, por lo tanto, es normal que se visualice una tobera como un ducto convergente. Sin embargo, la velocidad más alta que se puede alcanzar con una tobera convergente es la velocidad sónica, la cual se presenta a la salida de la tobera. Si se extiende la tobera convergente disminuyendo el área del flujo con la esperanza de acelerar el fluido a velocidades supersónicas, como se muestra en la figura 17-16, uno se va a desilusionar. En este caso, la velocidad sónica estará presente a la salida de la extensión convergente, en lugar de estar a la salida de la tobera original, y el flujo másico a través de la tobera disminuirá debido a que se redujo el área de salida.

Con base en la ecuación 17-16 (que es una expresión de los principios de la conservación de la masa y de la energía) se debe añadir una sección divergente a una tobera convergente para acelerar un fluido a velocidades supersónicas. El resultado es una tobera convergente-divergente. El fluido pasa primero a través de una sección subsónica (convergente), donde el número de Mach aumenta a medida que el área del flujo de la tobera disminuye, y después adquiere el valor unitario en la garganta de la tobera. El fluido continúa acelerándose conforme pasa a través de una sección supersónica (divergente). Observando que $\dot{m} = \rho AV$ para un flujo estable, se puede apreciar que una gran disminución en la densidad provoca que la aceleración en la sección divergente sea posible. Un ejemplo de este tipo de flujos es el flujo de gases de combustión calientes a través de una tobera de una turbina de gas.

El proceso opuesto se presenta a la entrada del motor de un avión supersónico. El fluido es desacelerado pasándolo primero a través de un difusor supersónico que tenga un área de flujo que disminuya en la dirección del flujo. Idealmente, el flujo alcanza un número de Mach unitario en la garganta del difusor. El fluido es desacelerado de nuevo en un difusor subsónico, con un

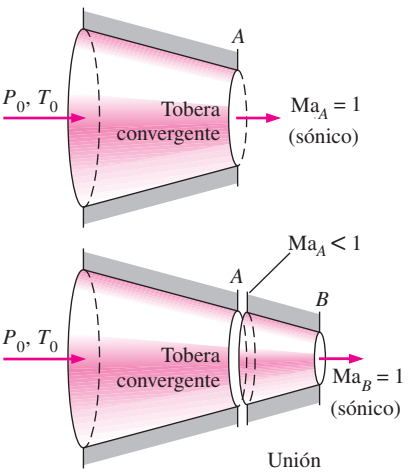


FIGURA 17-16

No se pueden obtener velocidades supersónicas conectando una sección convergente a una tobera convergente. Lo anterior solamente desplazaría la sección transversal sónica aguas abajo, y disminuiría el flujo másico.

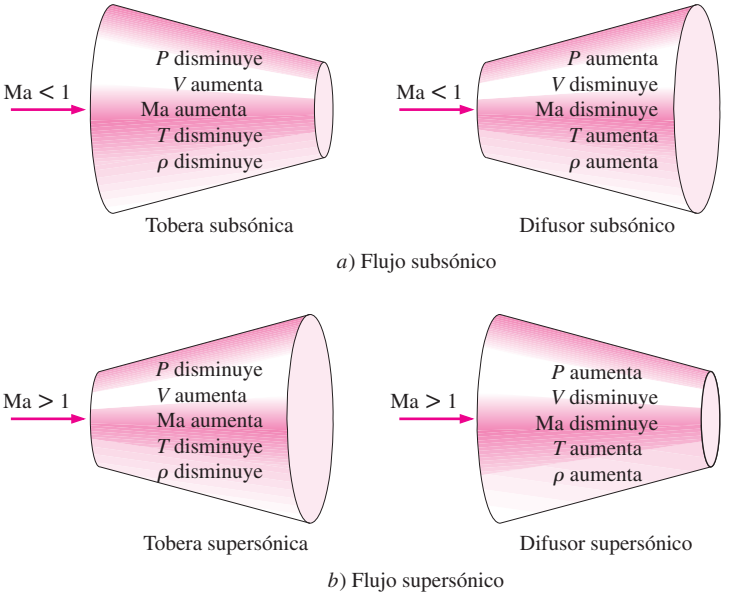


FIGURA 17-17
Variación de las propiedades de flujo en toberas y difusores subsónicos y supersónicos.

área de flujo que aumente en la dirección del flujo, como se muestra en la figura 17-17.

Relaciones de propiedades para el flujo isentrópico de gases ideales

A continuación se desarrollan relaciones entre las propiedades estáticas y de estancamiento de un gas ideal en términos de la relación de calores específicos k y el número de Mach, Ma. Se supone que el flujo es isentrópico y que el gas tiene calores específicos constantes.

La temperatura T de un gas ideal en cualquier punto del flujo está relacionada con la temperatura de estancamiento, T_0, a través de la ecuación 17-4:

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p}$$

o

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{V^2}{2c_pT}$$

Notando que $c_p = kR/(k-1)$, $c^2 = kRT$ y $\text{Ma} = V/c$, se observa que

$$\frac{V^2}{2c_pT} = \frac{V^2}{2[kR/(k-1)]T} = \left(\frac{k-1}{2}\right)\frac{V^2}{c^2} = \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2$$

Sustituyendo se obtiene la expresión

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2 \qquad \textbf{(17-18)}$$

la cual es la relación entre T_0 y T que se desea obtener.

La relación entre la presión de estancamiento y la presión estática se obtiene sustituyendo la ecuación 17-18 en la ecuación 17-5:

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{k/(k-1)} \quad \textbf{(17-19)}$$

La relación de la densidad de estancamiento y la densidad estática se obtiene sustituyendo la ecuación 17-18 en la ecuación 17-6:

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{1/(k-1)} \quad \textbf{(17-20)}$$

Los valores numéricos de T/T_0, P/P_0 y ρ/ρ_0 en función al número de Mach se encuentran listados en la tabla A-32 para $k = 1.4$, los cuales son muy útiles en la práctica para el cálculo de flujos compresibles que involucren aire.

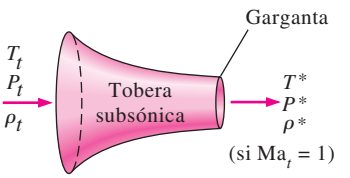
A las propiedades de un fluido en un punto donde el número de Mach es unitario (la garganta) se les conoce con el nombre de **propiedades críticas**, y las relaciones entre las ecuaciones 17-18 a 17-20 se denominan **relaciones críticas** (Fig. 17-18). Una práctica muy común en el análisis de flujos compresibles es que el superíndice asterisco (*) represente los valores críticos. Fijando el valor de Ma = 1 en las ecuaciones 17-18 a 17-20, se obtiene

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \quad \textbf{(17-21)}$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \quad \textbf{(17-22)}$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)} \quad \textbf{(17-23)}$$

Estas relaciones se evalúan para diferentes valores de k y aparecen enlistados en la tabla 17-2. Las propiedades críticas del flujo compresible no deben confundirse con las propiedades de las sustancias en el punto crítico (tales como la temperatura crítica T_c y la presión crítica P_c).



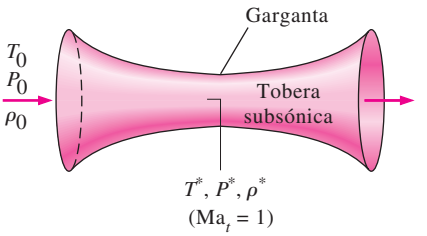


FIGURA 17-18

Cuando $\text{Ma}_t = 1$, las propiedades en la garganta de la tobera se convierten en propiedades críticas.

TABLA 17-2

Relaciones de presión crítica, temperatura crítica y densidad crítica para flujo isentrópico de algunos gases ideales.

	Vapor sobrecalentado, $k = 1.3$	Productos calientes de la combustión, $k = 1.33$	Aire, $k = 1.4$	Gases monoatómicos, $k = 1.667$
$\frac{P^*}{P_0}$	0.5457	0.5404	0.5283	0.4871
$\frac{T^*}{T_0}$	0.8696	0.8584	0.8333	0.7499
$\frac{\rho^*}{\rho_0}$	0.6276	0.6295	0.6340	0.6495

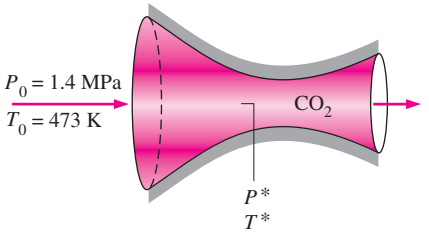


FIGURA 17-19
Esquema del ejemplo 17-4.

EJEMPLO 17-4 **Temperatura y presión críticas del flujo de gas**

Calcule la presión y la temperatura críticas del dióxido de carbono para las condiciones de flujo descritas en el ejemplo 17-3 (Fig. 17-19).

Solución Para el flujo estudiado en el ejemplo 17-3 se calcularán la presión y la temperatura críticas.

Suposiciones **1** El flujo es estable, adiabático y unidimensional. **2** El dióxido de carbono es un gas ideal con calores específicos constantes.

Propiedades La relación de calor específico del dióxido de carbono a temperatura ambiente es $k = 1.289$ (tabla A-2*a*).

Análisis Se determina que las relaciones de temperatura y presión críticas y de estancamiento son

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} = \frac{2}{1.289+1} = 0.8737$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} = \left(\frac{2}{1.289+1}\right)^{1.289/(1.289-1)} = 0.5477$$

Notando que la temperatura y presión de estancamiento son, a partir del ejemplo 17-3, $T_0 = 473$ K y $P_0 = 1\,400$ kPa, se puede observar que la temperatura y presión críticas en este caso son

$$T^* = 0.8737T_0 = (0.8737)(473\text{ K}) = \mathbf{413\text{ K}}$$

$$P^* = 0.5477P_0 = (0.5477)(1\,400\text{ kPa}) = \mathbf{767\text{ kPa}}$$

Explicación Observe que, tal como se esperaba, estos valores coinciden con los listados en la tabla 17-1. Asimismo, otros valores de las propiedades en la garganta, además de éstos, indican que el flujo no es crítico y que el número de Mach no es unitario.

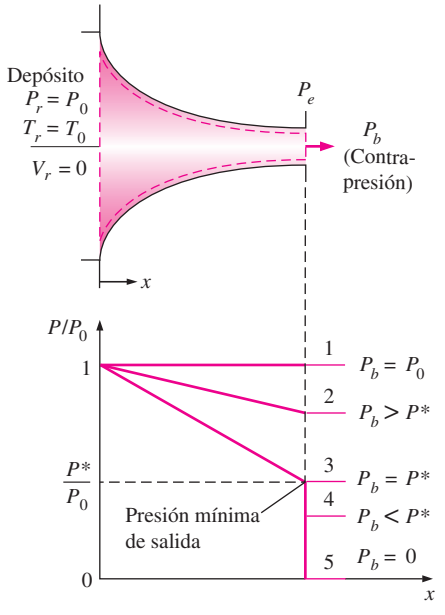


FIGURA 17-20
El efecto de la contrapresión en la distribución de presión a lo largo de una tobera convergente.

17-4 ▪ FLUJO ISENTRÓPICO A TRAVÉS DE TOBERAS

Las toberas convergentes o las convergentes-divergentes se encuentran en muchas aplicaciones de la ingeniería dentro de las que se incluyen las turbinas de gas y de vapor, los sistemas de propulsión de aviones y vehículos espaciales, y en toberas industriales y de antorcha. En esta sección se consideran los efectos de la **contrapresión** (es decir, la presión aplicada a la región de descarga de la tobera) en la velocidad de salida, en el flujo másico y en la distribución de presión a lo largo de la tobera.

Toberas convergentes

Considere un flujo subsónico a través de una tobera convergente como el que se muestra en la figura 17-20. La entrada a la tobera está conectada a un depósito que se encuentra bajo una presión P_r y a una temperatura T_r. El depósito es lo suficientemente grande para ignorar la velocidad de entrada de la tobera. Puesto que la velocidad del fluido en el depósito es cero y el flujo a través de la tobera es casi isentrópico, la presión y la temperatura de estancamiento del fluido en cualquier sección transversal de la tobera son iguales a la presión y a la temperatura del depósito, respectivamente.

Ahora se comienza a reducir la contrapresión y se observan los efectos resultantes en la distribución de presión a lo largo de la tobera, como se muestra en la figura 17-20. Si la contrapresión P_b es igual a P_1, la cual es igual a P_r, no existirá flujo y la distribución de presión será uniforme a lo largo de la tobera. Cuando la contrapresión queda disminuida al valor P_2, la presión plana de salida P_e también disminuye al valor P_2. Lo anterior provoca que disminuya la presión a través de la tobera en la dirección del flujo.

Cuando la contrapresión disminuye al valor P_3 (= P^*, que es la presión requerida para aumentar la velocidad del fluido a la velocidad del sonido en el plano de salida o garganta), el flujo de masa alcanza un valor máximo y se dice que el flujo ha sido **estrangulado**. Una reducción adicional de la contrapresión a un nivel P_4 o menor no genera cambios adicionales en la distribución de presión ni tiene algún efecto a lo largo de la tobera.

En condiciones de flujo estable, la velocidad de flujo de masa a través de la tobera es constante y puede expresarse como

$$\dot{m} = \rho AV = \left(\frac{P}{RT}\right) A(\text{Ma}\sqrt{kRT}) = PA\text{Ma}\sqrt{\frac{k}{RT}}$$

Despejando T de la ecuación 17-18 y P de la ecuación 17-19 y sustituyendo,

$$\dot{m} = \frac{A\text{Ma}P_0\sqrt{k/(RT_0)}}{[1 + (k-1)\text{Ma}^2/2]^{(k+1)/[2(k-1)]}} \qquad \textbf{(17-24)}$$

Entonces, el flujo másico de un fluido en particular que pasa a través de la tobera está en función de las propiedades de estancamiento del fluido, el área del flujo y el número de Mach. La ecuación 17-24 es válida para cualquier sección transversal y, por lo tanto, $\dot{m}$ puede evaluarse en cualquier punto a lo largo de la tobera.

Para un área de flujo específica A y unas propiedades de estancamiento T_0 y P_0, el flujo másico puede determinarse derivando la ecuación 17-24 con respecto a Ma e igualando el resultado a cero. Esto resulta Ma = 1. Dado que el único punto en la tobera donde el número de Mach puede ser unitario es el punto de área de flujo mínima (la garganta), el flujo másico a través de la tobera es máxima cuando Ma = 1 en la garganta. Designando esta área como A^*, se obtiene una expresión para el máximo flujo másico sustituyendo Ma = 1 en la ecuación 17-24:

$$\dot{m}_{\text{máx}} = A^*P_0\sqrt{\frac{k}{RT_0}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/[2(k-1)]} \qquad \textbf{(17-25)}$$

Por lo tanto, para un gas ideal en particular, el máximo flujo másico a través de la tobera con un área dada de garganta, está determinada por la presión y la temperatura de estancamiento del flujo de entrada. El flujo másico puede controlarse al modificar la presión y la temperatura de estancamiento y, de este modo, puede utilizarse una tobera convergente como medidor de flujo. Por supuesto, el flujo másico puede controlarse también si se modifica el área de la garganta. Este principio es de vital importancia en los procesos químicos, en los dispositivos médicos, en los medidores de flujo y en cualquier otra aplicación donde se desee conocer y controlar el flujo másico de un gas.

En la figura 17-21 se muestra una gráfica de $\dot{m}$ contra P_b/P_0 de una tobera convergente. Observe que el flujo másico aumenta al disminuir P_b/P_0, alcanza un valor máximo en $P_b = P^*$, y permanece constante para valores de P_b/P_0

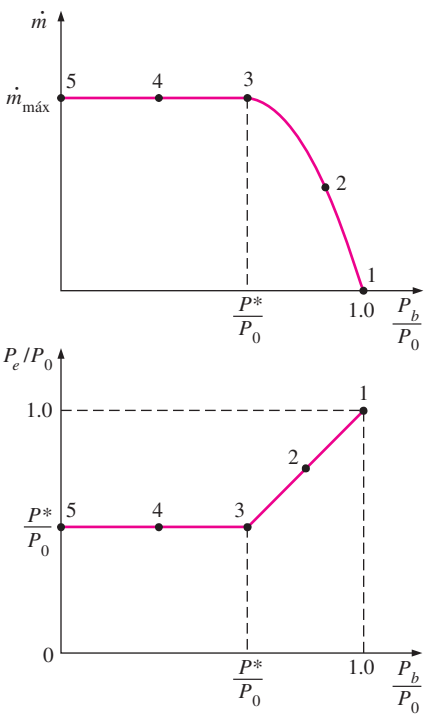


FIGURA 17-21

El efecto de la contrapresión P_b en el flujo másico $\dot{m}$ y la presión de salida P_e de una tobera convergente.

menores a este cociente crítico. Asimismo, en la figura se ilustra el efecto de la contrapresión en la presión de salida de la tobera P_e. Se observa que

$$P_e = \begin{cases} P_b & \text{para } P_b \geq P^* \\ P^* & \text{para } P_b < P^* \end{cases}$$

En resumen, para toda contrapresión menor a la presión crítica P^*, la presión en el plano de salida de una tobera convergente P_e es igual a P^*, el número de Mach en el plano de salida es unitario y el flujo másico es el flujo máximo (o estrangulado). Debido a que la velocidad del flujo en la garganta es sónica para un flujo másico máximo, una contrapresión menor a la presión crítica no puede ser percibida en el flujo aguas arriba de la tobera y no afecta la velocidad del flujo.

Los efectos de la temperatura de estancamiento T_0 y la presión de estancamiento P_0 en el flujo másico a través de una tobera convergente, se ilustran en la figura 17-22, donde el flujo másico está graficado en función de la relación de presiones estática y de estancamiento P_t/P_0 en la garganta. Un incremento de P_0 (o decremento de T_0) aumentará el flujo másico a través de la tobera convergente; un decremento de P_0 (o incremento de T_0), la disminuirá. También podría concluirse esto al observar cuidadosamente las ecuaciones 17-24 y 17-25.

Una relación para la variación del área de flujo A a través de la tobera, con relación al área de la garganta A^*, puede obtenerse combinando las ecuaciones 17-24 a 17-25 para el mismo flujo másico y propiedades de estancamiento de un fluido en particular. Esto resulta en

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{\text{Ma}}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1 + \frac{k-1}{2}\text{Ma}^2\right)\right]^{(k+1)/[2(k-1)]} \qquad \textbf{(17-26)}$$

La tabla A-32 proporciona valores de A/A^* como función del número de Mach para el aire ($k = 1.4$). Existe un valor de A/A^* para cada valor de número de Mach; sin embargo, existen dos valores posibles de número de Mach para cada valor de A/A^* —uno para flujo subsónico y otro para flujo supersónico—.

Otro parámetro que se utiliza a menudo en el análisis de un flujo isentrópico unidimensional de gases ideales es Ma*, el cual es la relación de la velocidad local y la velocidad del sonido en la garganta:

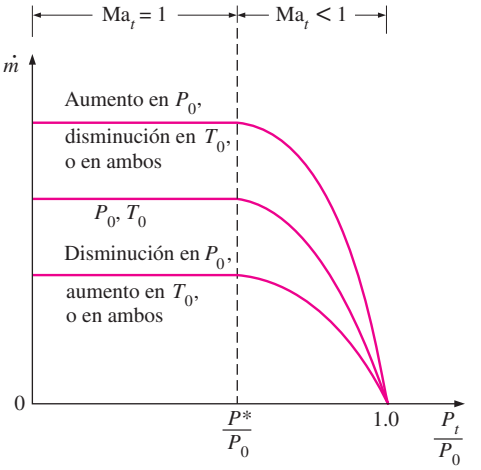


FIGURA 17-22

La variación del flujo másico a través de una tobera con propiedades de estancamiento a la entrada.

$$\text{Ma}^* = \frac{V}{c^*} \tag{17-27}$$

Puede expresarse como

$$\text{Ma}^* = \frac{V}{c}\frac{c}{c^*} = \frac{\text{Ma}c}{c^*} = \frac{\text{Ma}\sqrt{kRT}}{\sqrt{kRT^*}} = \text{Ma}\sqrt{\frac{T}{T^*}}$$

donde Ma es el número de Mach local, T es la temperatura local y T^* es la temperatura crítica. Despejando T en la ecuación 17-18 y T^* en la ecuación 17-21 y sustituyendo, se obtiene

$$\text{Ma}^* = \text{Ma}\sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)\text{Ma}^2}} \tag{17-28}$$

En la tabla A-32 se encuentran también enlistados valores de Ma* contra el número de Mach para $k = 1.4$ (Fig. 17-23). Observe que el parámetro Ma* difiere del número de Mach Ma en que Ma* es la velocidad local sin dimensionar con respecto a la velocidad sónica en la *garganta*, mientras que Ma es la velocidad local sin dimensionar con respecto a la velocidad sónica *local*. (Recuerde que la velocidad sónica en la tobera varía en función de la temperatura y, por lo tanto, de la ubicación.)

Ma	Ma*	$\frac{A}{A^*}$	$\frac{P}{P_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{T}{T_0}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
0.90	0.9146	1.0089	0.5913	⋮	⋮
1.00	1.0000	1.0000	0.5283	⋮	⋮
1.10	1.0812	1.0079	0.4684	⋮	⋮
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

FIGURA 17-23

Varias relaciones de propiedades para flujo isentrópico a través de toberas y difusores se enlistan en la tabla A-32 para $k = 1.4$ por conveniencia.

EJEMPLO 17–5 Efecto de la contrapresión sobre el flujo másico

A una tobera convergente ingresa aire a 1 MPa y 600°C, según se muestra en la figura 17-24, con una velocidad de 150 m/s. Determine el flujo másico a través de la tobera si ésta tiene un área de garganta de 50 cm^2 cuando la contrapresión es *a*) 0.7 MPa y *b*) 0.4 MPa.

Solución El aire ingresa a la tobera convergente. Se determinará el flujo másico del aire a través de la tobera para diferentes contrapresiones.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente. **2** El flujo a través de la tobera es estable, unidimensional e isentrópico.

Propiedades El calor específico bajo una presión constante y la relación de calores específicos del aire son $c_p = 1.005$ kJ/kg · K y $k = 1.4$, respectivamente (tabla A-2*a*).

Análisis Se utilizan los subíndices i y t para representar las propiedades a la entrada de la tobera y en la garganta, respectivamente. La temperatura y la presión de estancamiento a la entrada de la tobera se determinan a partir de las ecuaciones 17-4 y 17-5:

$$T_{0i} = T_i \quad \frac{V_i^2}{2c_p} = 873\ \text{K} \quad \frac{(150\ \text{m/s})^2}{2(1.005\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})}\left(\frac{1\ \text{kJ/kg}}{1\,000\ \text{m}^2/\text{s}^2}\right) = 884\ \text{K}$$

$$P_{0i} = P_i\left(\frac{T_{0i}}{T_i}\right)^{k/(k\ \ 1)} = (1\ \text{MPa})\left(\frac{884\ \text{K}}{873\ \text{K}}\right)^{1.4/(1.4\ \ 1)} = 1.045\ \text{MPa}$$

Estos valores de temperatura y presión de estancamiento permanecen constantes en la tobera porque se supone que el flujo es isentrópico. Esto es,

$$T_0 = T_{0i} = 884\ \text{K} \quad \text{y} \quad P_0 = P_{0i} = 1.045\ \text{MPa}$$

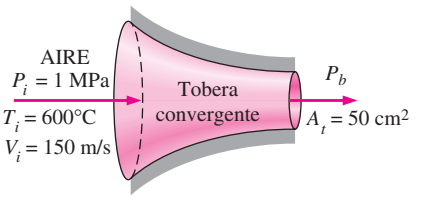


FIGURA 17-24

Esquema del ejemplo 17-5.

La relación de presiones críticas se determina a partir de la tabla 17-2 (o de la ecuación 17-22) que es $P^*/P_0 = 0.5283$.

a) La relación de contrapresiones, en este caso, es

$$\frac{P_b}{P_0} = \frac{0.7 \text{ MPa}}{1.045 \text{ MPa}} = 0.670$$

la cual es mayor a la relación de presiones críticas, 0.5283. Por lo tanto, la presión en el plano de salida (o presión en la garganta P_t) es igual a la contrapresión en este caso. Esto es, $P_t = P_b = 0.7$ MPa y $P_t/P_0 = 0.670$. Por lo tanto, el flujo no se estrangula. En la tabla A-32 en $P_t/P_0 = 0.670$, se puede leer $\text{Ma}_t = 0.778$ y $T_t/T_0 = 0.892$.

El flujo másico a través de la tobera puede calcularse a partir de la ecuación 17-24. Sin embargo, también puede calcularse paso a paso de la forma siguiente:

$$T_t = 0.892T_0 = 0.892(884 \text{ K}) = 788.5 \text{ K}$$

$$\rho_t = \frac{P_t}{RT_t} = \frac{700 \text{ kPa}}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(788.5 \text{ K})} = 3.093 \text{ kg/m}^3$$

$$V_t = \text{Ma}_t c_t = \text{Ma}_t \sqrt{kRT_t}$$

$$= (0.778)\sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(788.5 \text{ K})\left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$

$$= 437.9 \text{ m/s}$$

Entonces,

$$\dot{m} = \rho_t A_t V_t = (3.093 \text{ kg/m}^3)(50 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(437.9 \text{ m/s}) = \mathbf{6.77 \text{ kg/s}}$$

b) La relación de contrapresiones es, en este caso,

$$\frac{P_b}{P_0} = \frac{0.4 \text{ MPa}}{1.045 \text{ MPa}} = 0.383$$

la cual es menor que la relación de presiones críticas, 0.5283. Por lo tanto, existen condiciones sónicas en el plano de salida (la garganta) de la tobera y Ma = 1. El flujo queda estrangulado en este caso, y el flujo másico a través de la tobera puede calcularse de la ecuación 17-25:

$$\dot{m} = A^* P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/[2(k-1)]}$$

$$= (50 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(1\,045 \text{ kPa}) \times \sqrt{\frac{1.4}{(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(884 \text{ K})}}\left(\frac{2}{1.4+1}\right)^{2.4/0.8}$$

$$= \mathbf{7.10 \text{ kg/s}}$$

puesto que $\text{kPa} \cdot \text{m}^2/\sqrt{\text{kJ/kg}} = \sqrt{1\,000}$ kg/s.

Explicación Éste es el flujo másico máximo a través de la tobera, para las condiciones de entrada especificadas y para el área de garganta de la tobera.

EJEMPLO 17-6 Flujo de gases a través de una tobera convergente

En un ducto con área de flujo variable ingresa nitrógeno a $T_1 = 400$ K, $P_1 = 100$ kPa y $\text{Ma}_1 = 0.3$. Suponiendo un flujo isentrópico estable, determine T_2, P_2 y Ma_2 en el punto donde el área del flujo se ha reducido en 20 por ciento.

Solución Una cantidad de gas nitrógeno ingresa a una tobera convergente. Se determinarán las propiedades a la salida de la tobera.

Suposiciones **1** El nitrógeno es un gas ideal con un valor de $k = 1.4$. **2** El flujo a través de la tobera es estable, unidimensional e isentrópico.

Análisis En la figura 17-25 se muestra una figura del ducto. Para un flujo isentrópico a través del ducto, la relación de áreas A/A^* (el área del flujo entre el área de la garganta donde Ma = 1) se enlista también en la tabla A-32. En el número de Mach inicial $\text{Ma}_1 = 0.3$, se puede leer

$$\frac{A_1}{A^*} = 2.0351 \qquad \frac{T_1}{T_0} = 0.9823 \qquad \frac{P_1}{P_0} = 0.9395$$

Con 20% de reducción en el área del flujo, $A_2 = 0.8A_1$, y

$$\frac{A_2}{A^*} = \frac{A_2}{A_1}\frac{A_1}{A^*} = (0.8)(2.0351) = 1.6281$$

De la tabla A-32, para este valor de A_2/A^*, se puede leer

$$\frac{T_2}{T_0} = 0.9701 \qquad \frac{P_2}{P_0} = 0.8993 \qquad \text{Ma}_2 = \mathbf{0.391}$$

Aquí se selecciona el número de Mach subsónico para el valor de A_2/A^*, calculado en lugar del supersónico debido a que el ducto es convergente en la dirección del flujo, y el flujo inicial es subsónico. Debido a que las propiedades de estancamiento son constantes para el flujo isentrópico, se puede escribir

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_2/T_0}{T_1/T_0} \quad \rightarrow \quad T_2 = T_1\left(\frac{T_2/T_0}{T_1/T_0}\right) = (400\ \text{K})\left(\frac{0.9701}{0.9823}\right) = \mathbf{395\ K}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2/P_0}{P_1/P_0} \quad \rightarrow \quad P_2 = P_1\left(\frac{P_2/P_0}{P_1/P_0}\right) = (100\ \text{kPa})\left(\frac{0.8993}{0.9395}\right) = \mathbf{95.7\ kPa}$$

que son la temperatura y la presión en el punto deseado.

Explicación Observe que la temperatura y la presión disminuyen a medida que se acelera el fluido en una tobera convergente.

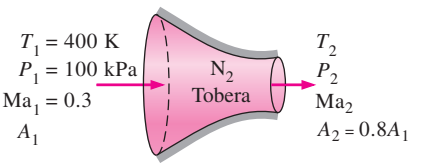


FIGURA 17-25
Esquema del ejemplo 17-6 (no está a escala).

Toberas convergentes-divergentes

Cuando se piensa en toberas, normalmente se piensa en pasajes de flujo cuya sección transversal disminuye en la dirección del flujo. Sin embargo, la velocidad más alta a la que un fluido puede acelerarse en una tobera convergente está limitada a la velocidad sónica (Ma = 1), la cual ocurre en el plano de salida (garganta) de la tobera. Es posible lograr la aceleración de un fluido a velocidades supersónicas (Ma > 1) solamente conectando una sección de flujo divergente a la tobera subsónica en la garganta. La sección combinada de flujo que resulta es una tobera convergente-divergente, la cual forma parte del equipo estándar en los aviones supersónicos y en los cohetes de propulsión (Fig. 17-26).

Forzar el paso de un fluido a través de una tobera convergente-divergente no garantiza que el fluido se acelerará a una velocidad supersónica. De hecho, el fluido puede desacelerarse en la sección divergente en lugar de acelerarse, si es que la contrapresión no se encuentra en el rango correcto. El estado del flujo de la tobera está determinado por la relación de presiones totales P_b/P_0. Por ende, para condiciones de entrada determinadas, el flujo a través de la tobera convergente-divergente está gobernado por la contrapresión P_b, como se explicará a continuación.

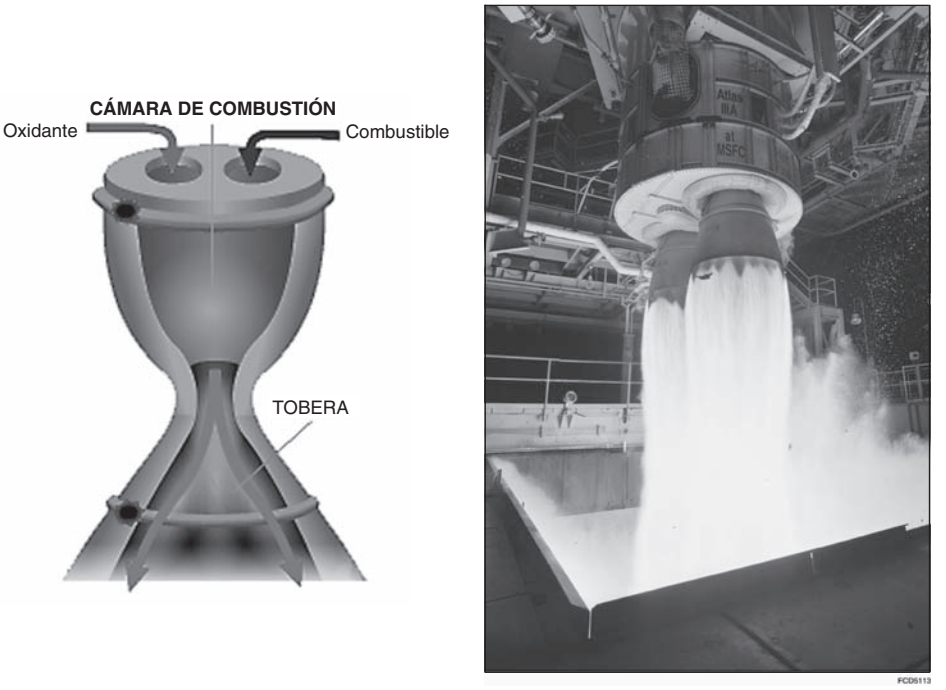


FIGURA 17-26

Las toberas convergentes-divergentes se utilizan a menudo en los motores de cohetes a fin de proporcionar un gran empuje ascendente.

Cortesía de Pratt and Whitney, www.pratt-whitney.com/how.htm. Utilizados con autorización.

Considere la tobera convergente-divergente que se muestra en la figura 17-27. Un fluido ingresa a la tobera con una velocidad baja a la presión de estancamiento P_0. Cuando $P_b = P_0$ (caso *A*), no habrá flujo a través de la tobera. Lo anterior ya se esperaba, dado que el flujo en la tobera es controlado por la diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la tobera. Ahora se estudiará qué pasa a medida que la contrapresión disminuye.

1. Cuando $P_0 > P_b > P_C$, el flujo permanece subsónico a través de la tobera y el flujo másico es menor que el correspondiente para flujo estrangulado. La velocidad del flujo aumenta en la primera sección (convergente) y alcanza un valor máximo en la garganta (a pesar de que Ma < 1). Sin embargo, la mayor parte de la ganancia en velocidad se pierde en la segunda sección (divergente) de la tobera, la cual actúa como un difusor. La presión disminuye en la sección convergente, alcanza un valor mínimo en la garganta y aumenta en la succión divergente a expensas de la velocidad.
2. Cuando $P_b = P_C$, la presión en la garganta es P^* y el fluido alcanza la velocidad sónica en la garganta. Sin embargo, la sección divergente de la tobera aún trabaja como un difusor, reduciendo el fluido a velocidades subsónicas. El flujo másico que aumentaba al disminuir P_b también alcanza su valor máximo.

   Recuerde que P^* es la presión más baja que puede obtenerse en la garganta y que la velocidad sónica es la velocidad más alta que puede alcanzarse con la tobera convergente. Por lo tanto, una mayor disminución del valor de P_b no tiene influencia sobre el flujo del fluido en la parte con-

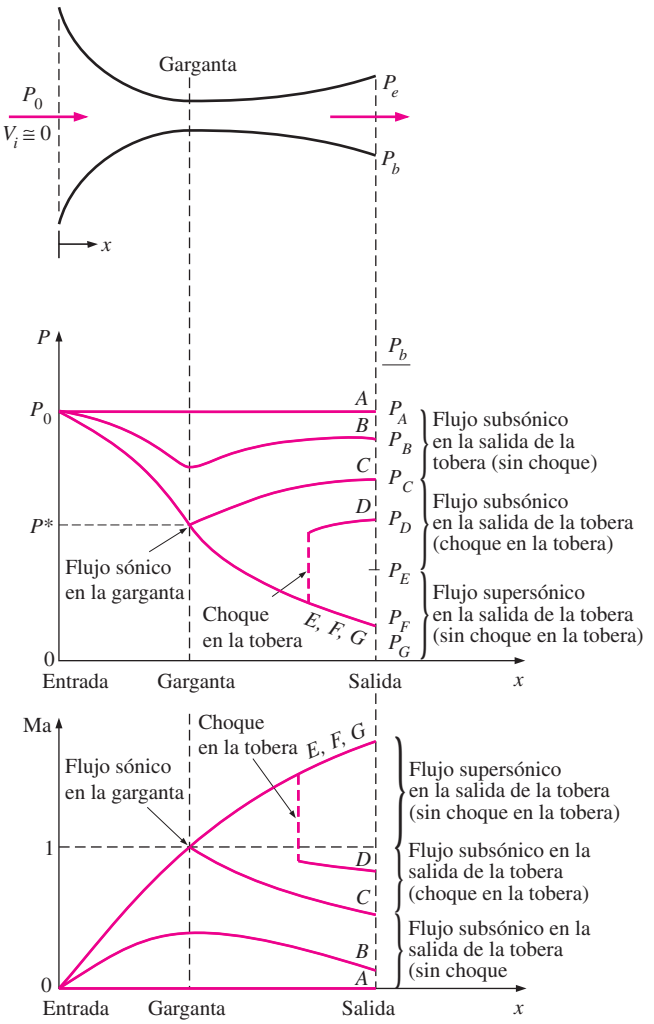


FIGURA 17-27

Los efectos de la contrapresión en el flujo a través de una tobera convergente-divergente.

vergente de la tobera, o en el flujo másico a través de la tobera. Sin embargo, esto sí influye en el carácter del flujo en la sección divergente.

3. Cuando $P_C > P_b > P_E$, el fluido que alcanza una velocidad sónica en la garganta continúa acelerándose a velocidades supersónicas en la sección divergente a medida que la presión disminuye. Sin embargo, esta aceleración se detiene de forma repentina a medida que se produce un **choque normal** en una sección entre la garganta y el plano de salida, lo que provoca una caída repentina en la velocidad a niveles subsónicos y un incremento repentino en la presión. A partir de ahí, el fluido continúa desacelerándose más en la parte restante de la tobera convergente-divergente. El flujo que pasa a través del choque es altamente irreversible y, por ello, no puede considerarse como isentrópico. El choque normal se mueve alejándose de la garganta a medida que P_b disminuye y se aproxima al plano de salida de la tobera conforme P_b se aproxima a P_E.

Cuando $P_b = P_E$ se forma el choque normal en el plano de salida de la tobera. El flujo es supersónico a través de toda la sección divergente en este caso, y puede aproximarse a un flujo isentrópico. Sin embargo, la velocidad del fluido disminuye a niveles subsónicos justo antes de aban-

donar la tobera, a medida que cruza el choque normal. En la sección 17-5 se estudian las ondas de choque normales.

4. Cuando $P_E > P_b > 0$, el flujo en la sección divergente es supersónico, y el fluido se expande a un valor de P_F a la salida de la tobera sin la formación de algún choque normal dentro de la tobera. Por lo tanto, el flujo a través de la tobera puede aproximarse a un flujo isentrópico. Cuando $P_b = P_F$, no se presentan choques dentro o fuera de la tobera. Cuando $P_b < P_F$, ondas de expansión y de mezclado irreversibles ocurren alejándose del plano de salida de la tobera. Sin embargo, cuando $P_b > P_F$, la presión del fluido aumenta de P_F a P_b en forma irreversible en la estela a la salida de la tobera, creando lo que se llama *choques oblicuos*.

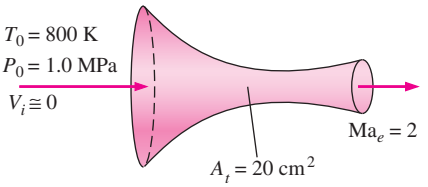


FIGURA 17-28
Esquema del ejemplo 17-7.

EJEMPLO 17-7 Flujo de aire a través de una tobera convergente-divergente

A la tobera convergente-divergente que se muestra en la figura 17-28, ingresa aire a 1.0 MPa y 800 K con una velocidad insignificante. El flujo es estable, unidimensional e isentrópico con $k = 1.4$. Para un número de Mach a la salida de Ma = 2 y una sección transversal de garganta de 20 cm^2, determine *a*) las condiciones de la garganta, *b*) las condiciones del plano de salida, incluyendo el área de salida y *c*) el flujo másico a través de la tobera.

Solución A través de la tobera convergente-divergente fluye aire. Se determinarán las condiciones en la garganta y en la salida así como el flujo másico.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente. **2** El flujo a través de la tobera es estable, unidimensional e isentrópico.

Propiedades La relación de calores específicos del aire está dada por $k = 1.4$. La constante del gas aire es 0.287 kJ/kg · K.

Análisis El número de Mach a la salida es igual a 2. Por lo tanto, el flujo debe ser sónico en la garganta y supersónico en la sección divergente de la tobera. Debido a que la velocidad a la entrada es insignificante, la presión y temperatura de estancamiento son iguales a las de la entrada, $P_0 = 1.0$ MPa y $T_0 = 800$ K. La densidad de estancamiento es

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} = \frac{1\,000 \text{ kPa}}{(0.287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K})(800 \text{ K})} = 4.355 \text{ kg/m}^3$$

a) En la garganta de la tobera Ma = 1, y a partir de la tabla A-32, se puede leer

$$\frac{P^*}{P_0} = 0.5283 \qquad \frac{T^*}{T_0} = 0.8333 \qquad \frac{\rho^*}{\rho_0} = 0.6339$$

Por lo tanto,

$$P^* = 0.5283P_0 = (0.5283)(1.0 \text{ MPa}) = \mathbf{0.5283 \text{ MPa}}$$
$$T^* = 0.8333T_0 = (0.8333)(800 \text{ K}) = \mathbf{666.6 \text{ K}}$$
$$\rho^* = 0.6339\rho_0 = (0.6339)(4.355 \text{ kg/m}^3) = \mathbf{2.761 \text{ kg/m}^3}$$

Asimismo,

$$V^* = c^* = \sqrt{kRT^*} = \sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(666.6 \text{ K})\left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)}$$
$$= \mathbf{517.5 \text{ m/s}}$$

b) Puesto que el flujo es isentrópico, las propiedades en el plano de salida pueden calcularse también utilizando datos de la tabla A-32. Para Ma = 2, se puede leer

$$\frac{P_e}{P_0} = 0.1278 \quad \frac{T_e}{T_0} = 0.5556 \quad \frac{\rho_e}{\rho_0} = 0.2300 \quad \text{Ma}_t^* = 1.6330 \quad \frac{A_e}{A^*} = 1.6875$$

Por lo tanto,

$$P_e = 0.1278P_0 = (0.1278)(10\ \text{MPa}) = \mathbf{0.1278\ MPa}$$
$$T_e = 0.5556T_0 = (0.5556)(800\ \text{K}) = \mathbf{444.5\ K}$$
$$\rho_e = 0.2300\rho_0 = (0.2300)(4.355\ \text{kg/m}^3) = \mathbf{1.002\ kg/m^3}$$
$$A_e = 1.6875A^* = (1.6875)(20\ \text{cm}^2) = \mathbf{33.75\ cm^2}$$

y

$$V_e = \text{Ma}_e{}^*c^* = (1.6330)(517.5\ \text{m/s}) = \mathbf{845.1\ m/s}$$

La velocidad a la salida de la tobera pudo haberse determinado también a partir de $V_e = \text{Ma}_e c_e$, donde c_e es la velocidad del sonido en las condiciones de salida:

$$V_e = \text{Ma}_e c_e = \text{Ma}_e\sqrt{kRT_e} = 2\sqrt{(1.4)(0.287\ \text{kJ/kg}\cdot\text{K})(444.5\ \text{K})\left(\frac{1\ 000\ \text{m}^2/\text{s}^2}{1\ \text{kJ/kg}}\right)}$$
$$= 845.2\ \text{m/s}$$

c) Dado que el flujo es estable, el flujo másico del fluido es el mismo en todas las secciones de la tobera. Por lo tanto, puede calcularse utilizando las propiedades en cualquier sección transversal de la tobera. Al aplicar las propiedades de la garganta, se puede ver que el flujo másico es

$$\dot{m} = \rho^* A^* V^* = (2.761\ \text{kg/m}^3)(20 \times 10^{-4}\ \text{m}^2)(517.5\ \text{m/s}) = \mathbf{2.86\ kg/s}$$

Explicación Observe que éste es el flujo másico más alto que puede fluir a través de la tobera para las condiciones de entrada especificadas.

17-5 ▪ ONDAS DE CHOQUE Y ONDAS DE EXPANSIÓN

Se ha visto que las ondas de sonido se generan por disturbios infinitamente pequeños de presión y que viajan a través de un medio a la velocidad del sonido. Así también, se ha determinado que para algunos valores de la contrapresión, se presentan cambios abruptos en las propiedades del fluido en una sección muy angosta de una tobera convergente-divergente bajo condiciones de flujo supersónicas, creándose una **onda de choque**. Es interesante estudiar las condiciones bajo las cuales se desarrollan las ondas de choque y cómo afectan al flujo.

Choques normales

En primer lugar, se consideran las ondas de choque que se presentan en un plano normal a la dirección del flujo, llamadas **ondas de choque normales**. El proceso del flujo a través de una onda de choque es significativamente irreversible y *no puede* considerarse isentrópico.

Después, se siguen los pasos de Pierre Lapace (1749-1827), G. F. Bernhard Riemann (1826-1866), William Rankine (1820-1872), Pierre Henry Hugoniot (1851-1887), Lord Rayleigh (1842-1919) y G. I. Taylor (1886-1975) y se de-

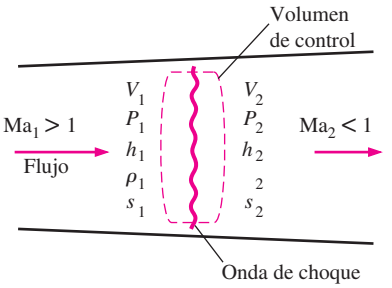


FIGURA 17-29

Volumen de control para el flujo a través de una onda de choque normal.

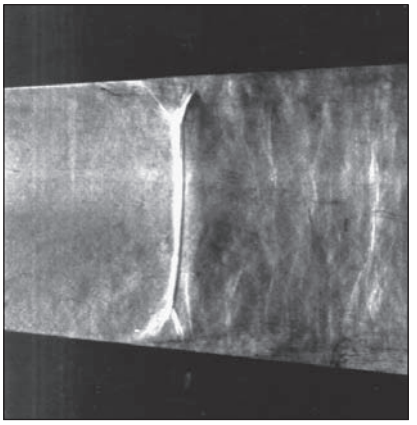


FIGURA 17-30

Imagen de Schlieren de un choque normal en una tobera Laval. El número de Mach aguas arriba en la tobera (a la izquierda) por parte de la onda de choque es de aproximadamente 1.3. Las capas en frontera distorsionan la forma del choque normal cercano a las paredes y se produce la separación del flujo por debajo del choque.

Fotografía de G. S. Settles, Penn State University. Utilizada con autorización.

sarrollan relaciones para las propiedades del flujo antes y después del choque. Lo anterior se lleva a cabo aplicando las ecuaciones de la conservación de la masa, de la cantidad de movimiento y de la energía, así como relaciones de propiedades a un volumen de control estacionario que contenga al choque, como se muestra en la figura 17-29. Las ondas de choque normales son extremadamente angostas, por lo que las áreas del flujo a la entrada y a la salida del volumen de control son aproximadamente iguales (Fig. 17-30).

Se supone que se trata de un flujo estable en el cual no existen interacciones de calor y de trabajo, ni cambios en la energía potencial. Al designar las propiedades aguas arriba del choque con el subíndice 1 y aquellas aguas abajo con el subíndice 2, se tiene lo siguiente:

Conservación de la masa:
$$\rho_1 A V_1 = \rho_2 A V_2 \tag{17-29}$$

o

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$$

Conservación de la energía:
$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{17-30}$$

o

$$h_{01} = h_{02} \tag{17-31}$$

Conservación del momento: Retomando la ecuación 17-14 e integrando a

$$A(P_1 - P_2) = \dot{m}(V_2 - V_1) \tag{17-32}$$

Incremento de la entropía:
$$s_2 - s_1 \geq 0 \tag{17-33}$$

Es posible combinar las ecuaciones de la conservación de la masa y la energía en una sola ecuación y graficarla en un diagrama *h-s*, utilizando las ecuaciones de propiedades. A la curva resultante se le conoce con el nombre de **línea de Fanno**, y es el lugar geométrico que forman los estados que tienen el mismo valor de entalpía de estancamiento y flujo de masa (flujo de masa por unidad de área del flujo). De la misma forma, combinando las ecuaciones de conservación de la masa y de la cantidad de movimiento en una sola ecuación y graficándola en un diagrama *h-s* se obtiene una curva llamada **línea de Rayleigh**. Ambas líneas se muestran en el diagrama *h-s* de la figura 17-31. Como se demostrará luego en el ejemplo 17-8, los puntos de máxima entropía sobre estas líneas (puntos *a* y *b*) corresponden a Ma = 1. El estado en la parte superior de cada curva es subsónico, mientras que en la parte inferior es supersónico.

Las líneas de Fanno y Rayleigh se intersecan en dos puntos (puntos 1 y 2), que representan los dos estados en los que se satisfacen las tres ecuaciones de conservación. Uno de éstos (el estado 1) corresponde al estado antes del choque, y el otro (el estado 2) corresponde al estado después del choque. Observe que el flujo es supersónico antes del choque, y subsónico después. Por lo tanto, el flujo debe cambiar de supersónico a subsónico si ocurre un choque. A medida que el número de Mach sea mayor antes del choque, éste será mayor. En el caso límite de Ma = 1, la onda de choque se convertirá, simplemente, en una onda sonora. Observe en la figura 17-31 que $s_2 > s_1$. Se esperaba este resultado puesto que el flujo a través del choque es adiabático pero irreversible.

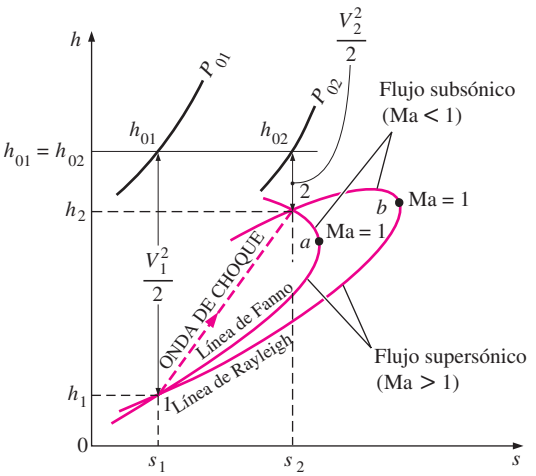


FIGURA 17-31
El diagrama *h*-*s* para flujo a través de un choque normal.

El principio de la conservación de la energía (Ec. 17-31) requiere que la entalpía de estancamiento permanezca constante a través del choque; $h_{01} = h_{02}$. Para gases ideales, $h = h(T)$, y por lo tanto,

$$T_{01} = T_{02} \tag{17-34}$$

Esto es, la temperatura de estancamiento de un gas ideal también permanece constante a través del choque. Sin embargo, se puede observar que la presión de estancamiento disminuye a través del choque debido a las irreversibilidades, mientras que la temperatura termodinámica se eleva drásticamente debido a la conversión de energía cinética en entalpía, ocasionada por una caída significativa en la velocidad del fluido (véase Fig. 17-32).

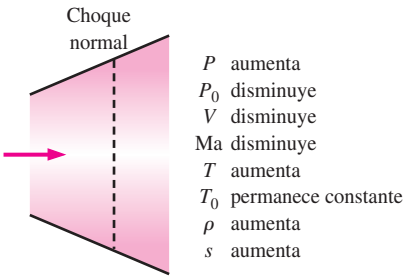


FIGURA 17-32
Variación de las propiedades de flujo a través de un choque normal.

A continuación se desarrollan ecuaciones entre las diferentes propiedades antes y después del choque para un gas ideal con calores específicos constantes. Así se obtiene una ecuación para la relación de las temperaturas termodinámicas T_2/T_1, aplicando la ecuación 17-18 dos veces:

$$\frac{T_{01}}{T_1} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_1^2 \quad \text{y} \quad \frac{T_{02}}{T_2} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_2^2$$

Dividiendo la primera ecuación entre la segunda, y observando que $T_{01} = T_{02}$, se obtiene

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 + \text{Ma}_1^2(k-1)/2}{1 + \text{Ma}_2^2(k-1)/2} \tag{17-35}$$

A partir de la ecuación de estado de un gas ideal,

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} \quad \text{y} \quad \rho_2 = \frac{P_2}{RT_2}$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la ecuación de la conservación de la masa $\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$ y observando que $\text{Ma} = V/c$ y $c = \sqrt{kRT}$, se tiene

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} = \frac{P_2 \text{Ma}_2 c_2}{P_1 \text{Ma}_1 c_1} = \frac{P_2 \text{Ma}_2 \sqrt{T_2}}{P_1 \text{Ma}_1 \sqrt{T_1}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 \left(\frac{\text{Ma}_2}{\text{Ma}_1}\right)^2 \tag{17-36}$$

Combinando las ecuaciones 17-35 y 17-36 se obtiene la relación de presiones a través del choque:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\text{Ma}_1\sqrt{1 + \text{Ma}_1^2(k-1)/2}}{\text{Ma}_2\sqrt{1 + \text{Ma}_2^2(k-1)/2}} \tag{17-37}$$

La ecuación 17-37 es una combinación de las ecuaciones de conservación de la masa y la energía; por lo tanto, es también la ecuación de la línea de Fanno para un gas ideal con calores específicos constantes. Se puede obtener una relación similar para la línea de Rayleigh al combinar las ecuaciones de conservación de la masa y de la conservación de la cantidad de movimiento. A partir de la ecuación 17-32, se obtiene

$$P_1 - P_2 = \frac{\dot{m}}{A}(V_2 - V_1) = \rho_2 V_2^2 - \rho_1 V_1^2$$

Sin embargo,

$$\rho V^2 = \left(\frac{P}{RT}\right)(\text{Ma}c)^2 = \left(\frac{P}{RT}\right)(\text{Ma}\sqrt{kRT})^2 = Pk\text{Ma}^2$$

Por lo tanto,

$$P_1(1 + k\text{Ma}_1^2) = P_2(1 + k\text{Ma}_2^2)$$

o

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\text{Ma}_1^2}{1 + k\text{Ma}_2^2} \tag{17-38}$$

Combinando las ecuaciones 17-37 y 17-38, se obtiene

$$\text{Ma}_2^2 = \frac{\text{Ma}_1^2 + 2/(k-1)}{2\text{Ma}_1^2 k/(k-1) - 1} \tag{17-39}$$

Esto representa las intersecciones de las líneas de Fanno y Rayleigh, y relaciona el número de Mach aguas arriba del choque con el número de Mach aguas abajo del choque.

La ocurrencia de las ondas de choque no se limita sólo a toberas supersónicas. Este fenómeno también se observa a la entrada del motor de una nave supersónica, donde el aire pasa a través de un choque y se desacelera hasta velocidades subsónicas aun antes de ingresar al difusor del motor. Las explosiones también producen choques normales, esféricos y expansivos muy potentes, los cuales pueden ser muy destructivos (Fig. 17-33).

En la tabla A-33 se enlistan diferentes relaciones de propiedades de flujo a través del choque para un gas ideal con $k = 1.4$. La inspección de esta tabla revela que Ma_2 (el número de Mach después del choque) es siempre menor a 1, y que a medida que el número de Mach supersónico sea mayor antes del choque, el número de Mach subsónico después del choque será menor. Asimismo, se puede observar que la presión estática, la temperatura y la densidad aumentan después del choque, mientras que la presión de estancamiento disminuye.

El cambio de entropía a través del choque se obtiene aplicando la ecuación para el cambio de entropía de un gas ideal a lo largo del proceso de choque:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{P_2}{P_1} \tag{17-40}$$

FIGURA 17-33
Imagen de Schlieren de la onda de choque (choque normal esférico expandido) producida por la explosión de un cohete detonado dentro de una lata de metal colocada sobre un banquillo. El choque se expande radialmente hacia fuera en todas direcciones, a una velocidad supersónica que disminuye con el radio desde el centro de la explosión. El micrófono en la parte inferior a la derecha registra el cambio repentino en la presión de la onda viajera de choque y dispara, en cuestión de microsegundos, la lámpara del *flash* que expuso la fotografía.

Fotografía de G. S. Settles, Penn State University. Utilizado con autorización.

la cual puede expresarse en términos de k, R y Ma_1, utilizando las ecuaciones desarrolladas anteriormente en esta sección. En la figura 17-34 se muestra una gráfica del cambio de entropía no dimensional a través del choque normal $(s_2 - s_1)/R$ contra Ma_1. Puesto que el flujo a través del choque es adiabático e irreversible, la segunda ley requiere que la entropía se incremente a través de la onda de choque. Así, una onda de choque no puede existir para valores de Ma_1 menores a la unidad, donde el cambio de entropía podría ser negativo. Para flujos adiabáticos, las ondas de choque solamente pueden existir en flujos supersónicos, $\text{Ma}_1 > 1$.

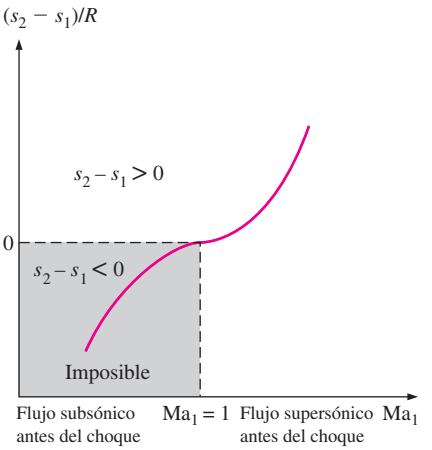


FIGURA 17-34
Cambio en la entropía a través de un choque normal.

EJEMPLO 17-8 El punto de máxima entropía sobre la línea de Fanno

Demuestre que el punto de máxima entropía sobre la línea de Fanno (punto *b* en la figura 17-31) para el flujo estable adiabático de un fluido en un ducto, corresponde a la velocidad sónica, con $\text{Ma} = 1$.

Solución Se demostrará que el punto de máxima entropía sobre la línea de Fanno para el flujo adiabático estable corresponde a la velocidad sónica.
Suposiciones El flujo es estable, adiabático y unidimensional.
Análisis En ausencia de cualquier interacción de calor y trabajo, así como de cambios en la energía potencial, la ecuación de energía para flujo estable se reduce a

$$h + \frac{V^2}{2} = \text{constante}$$

Derivando se obtiene

$$dh + V\,dV = 0$$

Para un choque muy angosto con un cambio insignificante en el área transversal del ducto en el choque, la ecuación de continuidad (conservación de la masa) para flujo estable, puede expresarse como

$$\rho V = \text{constante}$$

Derivando se obtiene

$$\rho\, dV + V\, d\rho = 0$$

Despejando dV se obtiene

$$dV = -V\,\frac{d\rho}{\rho}$$

Combinando esta ecuación con la de energía, se tiene

$$dh - V^2\,\frac{d\rho}{\rho} = 0$$

que es la ecuación de la línea de Fanno en forma diferencial. En el punto *a* (el punto de máxima entropía), $ds = 0$. Luego, a partir de la segunda ecuación para $T\,ds$ ($T\,ds = dh - v\,dP$), se obtiene $dh = v\,dP = dP/\rho$. Sustituyendo se obtiene

$$\frac{dP}{\rho} - V^2\,\frac{d\rho}{\rho} = 0 \qquad \text{a } s = \text{constante}$$

Despejando V se tiene

$$V = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s^{1/2}$$

que es la ecuación para la velocidad del sonido, ecuación 17-9. Así, la demostración está completa.

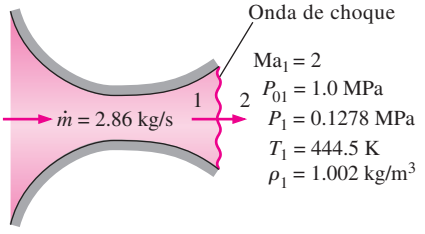


FIGURA 17-35
Esquema del ejemplo 17-9.

EJEMPLO 17-9 Onda de choque en una tobera convergente-divergente

Si el aire que fluye a través de la tobera convergente-divergente del ejemplo 17-7 experimenta una onda de choque normal en el plano de salida de la tobera (Fig. 17-35), determine lo siguiente después del choque: *a*) la presión de estancamiento, la presión estática, la temperatura estática y la densidad estática; *b*) el cambio de entropía a través del choque; *c*) la velocidad de salida, y *d*) el flujo másico a través de la tobera. Suponga un flujo isentrópico, unidimensional y estable, con un valor de $k = 1.4$ desde la entrada a la tobera hasta el punto donde se produce el choque.

Solución El aire que fluye a través de una tobera convergente-divergente experimenta un choque normal a la salida. Se determinará el efecto de la onda de choque sobre diferentes propiedades.

Suposiciones **1** El aire es un gas ideal con calores específicos constantes a temperatura ambiente. **2** El flujo a través de la tobera es estable, unidimensional e isentrópico antes de que ocurra el choque. **3** El choque ocurre en el plano de salida.

Propiedades El calor específico a presión constante y la relación de calores específicos del aire son $c_p = 1.005$ kJ/kg · K y $k = 1.4$. La constante del gas aire es 0.287 kJ/kg · K (tabla A-2*a*).

Análisis *a*) Las propiedades del fluido a la salida de la tobera justo antes del choque (identificadas con el subíndice 1) son las que se evaluaron en el ejemplo 17-7 a la salida de la tobera, esto es:

$$P_{01} = 1.0 \text{ MPa} \quad P_1 = 0.1278 \text{ MPa} \quad T_1 = 444.5 \text{ K} \quad \rho_1 = 1.002 \text{ kg/m}^3$$

Las propiedades del fluido después del choque (identificadas con el subíndice 2) están relacionadas con las propiedades antes del choque por medio de las funciones enlistadas en la tabla A-33. Para $\text{Ma}_1 = 2.0$, se puede leer

$$\text{Ma}_2 = 0.5774 \quad \frac{P_{02}}{P_{01}} = 0.7209 \quad \frac{P_2}{P_1} = 4.5000 \quad \frac{T_2}{T_1} = 1.6875 \quad \frac{\rho_2}{\rho_1} = 2.6667$$

Entonces, la presión de estancamiento P_{02}, la presión estática P_2, la temperatura estática T_2 y la densidad estática ρ_2 después del choque son

$$P_{02} = 0.7209P_{01} = (0.7209)(1.0 \text{ MPa}) = \mathbf{0.721 \text{ MPa}}$$
$$P_2 = 4.5000P_1 = (4.5000)(0.1278 \text{ MPa}) = \mathbf{0.575 \text{ MPa}}$$
$$T_2 = 1.6875T_1 = (1.6875)(444.5 \text{ K}) = \mathbf{750 \text{ K}}$$
$$\rho_2 = 2.6667\rho_1 = (2.6667)(1.002 \text{ kg/m}^3) = \mathbf{2.67 \text{ kg/m}^3}$$

b) El cambio de entropía a través del choque es

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\ &= (1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln(1.6875) - (0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}) \ln(4.5000) \\ &= \mathbf{0.0942 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

Por lo tanto, la entropía del aire aumenta a medida que experimenta un choque normal, el cual es altamente irreversible.

c) La velocidad del aire luego del choque puede determinarse a partir de $V_2 = \text{Ma}_2 c_2$, donde c_2 es la velocidad del sonido a las condiciones de salida después del choque:

$$\begin{aligned} V_2 &= \text{Ma}_2 c_2 = \text{Ma}_2 \sqrt{kRT_2} \\ &= (0.5774) \sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(750 \text{ K}) \left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}} \right)} \\ &= \mathbf{317 \text{ m/s}} \end{aligned}$$

d) El flujo másico a través de una tobera convergente-divergente en condiciones sónicas en la garganta, no es afectada por la presencia de ondas de choque en la tobera. Por lo tanto, el flujo másico en este caso es el mismo que se determinó en el ejemplo 17-7:

$$\dot{m} = \mathbf{2.86 \text{ kg/s}}$$

Explicación Este resultado puede verificarse fácilmente utilizando los valores de las propiedades a la salida de la tobera, después del punto de choque con todos los números de Mach significativamente mayores que la unidad.

El ejemplo 17-9 muestra que la presión de estancamiento y la velocidad disminuyen, mientras que la presión estática, la temperatura, la densidad y la entropía aumentan a través del choque. El aumento en la temperatura del fluido aguas abajo de una onda de choque representa una gran preocupación para el ingeniero aeroespacial, ya que genera problemas de transferencia de calor en los bordes delanteros de las alas y en los conos de la nariz de las naves que reingresan del espacio y en los aviones espaciales hipersónicos diseñados recientemente. De hecho, el sobrecalentamiento fue lo que provocó el trágico accidente del transbordador espacial *Columbia* en febrero del 2003 en el momento de reingresar a la atmósfera terrestre.

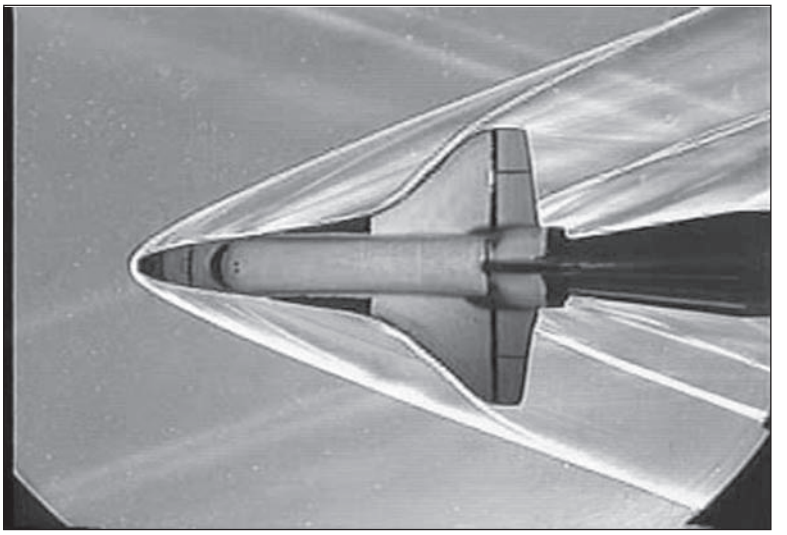


FIGURA 17-36

Imagen de Schlieren de un modelo pequeño del transbordador espacial *Orbiter* siendo probado a una velocidad de Mach 3 en el túnel de viento supersónico del laboratorio Penn State Gas Dynamics. Algunos *choques oblicuos* se pueden observar en el aire que rodea a la nave.

Fotografía de G. S. Settles, Penn State University. Utilizado con autorización.

Choques oblicuos

No todas las ondas de choque son procesos de choque normales (perpendiculares a la dirección del flujo). Por ejemplo, cuando el transbordador espacial vuela a velocidades supersónicas a través de la atmósfera terrestre, genera un complicado patrón de choque que consiste en ondas de choque inclinadas llamadas **choques oblicuos** (Fig. 17-36). Según se puede observar, algunas partes del choque oblicuo están curvadas, mientras que otras son rectas.

Primero, considere los choques oblicuos rectos, como aquellos que se generan cuando un flujo uniforme supersónico ($Ma_1 > 1$) incide sobre una cuña delgada bidimensional de medio ángulo δ (Fig. 17-37). Puesto que la información respecto a la cuña no puede viajar aguas arriba en un flujo supersónico, el fluido "no sabe" nada respecto a la cuña hasta que impacta en la nariz. Justo en ese punto, debido a que el fluido no puede fluir *a través* de la cuña, de repente gira a un ángulo llamado **ángulo de giro** o **ángulo de deflexión** θ. El resultado es una onda de choque oblicuo recto, alineado con el **ángulo de choque** o **el ángulo de onda** β, medido en relación al flujo entrante (Fig. 17-38). Para conservar la masa, es obvio que β debe ser mayor que δ. Considerando que el número de Reynolds para flujos supersónicos es típicamente grande, la capa límite que crece a lo largo de la cuña resulta muy angosta, por lo que sus efectos son insignificantes. Por lo tanto, el flujo gira en el mismo ángulo que la cuña; es decir, el ángulo de deflexión θ es igual al medio ángulo de la cuña δ. Si se toma en cuenta el efecto del espesor de desplazamiento de la capa límite, el ángulo de deflexión θ del choque oblicuo se vuelve ligeramente mayor que el medio ángulo de la cuña δ.

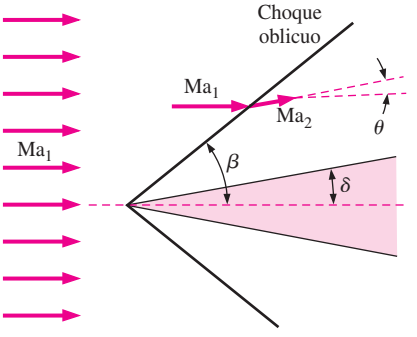


FIGURA 17-37

Un choque oblicuo con un *ángulo de choque* β formado por una cuña bidimensional delgada de ángulo medio igual a δ. El flujo es desviado a un *ángulo de deflexión* θ aguas abajo del choque, y el número de Mach disminuye.

Al igual que sucede en los choques normales, el número de Mach disminuye a lo largo del choque oblicuo y los choques oblicuos se presentan solamente si el flujo aguas arriba es supersónico. Sin embargo, a diferencia de los choques normales, en los que el número de Mach aguas abajo es siempre subsónico, el Ma_2 aguas abajo de un choque oblicuo puede ser subsónico, sónico o supersónico, dependiendo del número de Mach Ma_1 aguas arriba y del ángulo de giro.

En la figura 17-38 se analiza un choque oblicuo recto descomponiendo los vectores de velocidad aguas arriba y aguas abajo del choque en sus componentes normales y tangenciales, y al considerar un pequeño volumen de con-

trol alrededor del choque. Por encima del choque, todas las propiedades del fluido (velocidad, densidad, presión, etc.) a lo largo de la cara inferior izquierda del volumen de control, son idénticas a las de la cara superior derecha. Lo mismo vale aguas abajo del choque. Por lo tanto, los flujos másicos que ingresan y abandonan esas dos caras se cancelan entre sí, y la conservación de la masa se reduce a

$$\rho_1 V_{1,n} A = \rho_2 V_{2,n} A \;\rightarrow\; \rho_1 V_{1,n} = \rho_2 V_{2,n} \qquad \textbf{(17-41)}$$

donde A es el área de la superficie de control paralela al choque. Puesto que A es la misma en ambos lados del choque, se ha eliminado en la ecuación 17-41.

Como era de esperarse, la componente tangencial de la velocidad (paralela al choque oblicuo) no cambia a lo largo del choque (es decir, $V_{1,t} = V_{2,t}$). Esto se demuestra fácilmente aplicando la ecuación de la cantidad de movimiento tangencial al volumen de control.

Cuando se aplica la conservación de la cantidad de movimiento en la dirección *normal* al choque oblicuo, las únicas fuerzas son las de presión, y se obtiene

$$P_1 A - P_2 A = \rho V_{2,n} A V_{2,n} - \rho V_{1,n} A V_{1,n} \;\rightarrow\; P_1 - P_2 = \rho_2 V_{2,n}^2 - \rho_1 V_{1,n}^2 \qquad \textbf{(17-42)}$$

Por último, dado que no existe ningún trabajo realizado por el volumen de control, ni transferencia de calor hacia adentro o hacia afuera del mismo, la entalpía de estancamiento *no* cambia a lo largo del choque oblicuo, y el principio de conservación de la energía resulta

$$h_{01} = h_{02} = h_0 \;\rightarrow\; h_1 + \frac{1}{2}V_{1,n}^2 + \frac{1}{2}V_{1,t}^2 = h_2 + \frac{1}{2}V_{2,n}^2 + \frac{1}{2}V_{2,t}^2$$

Sin embargo, ya que $V_{1,t} = V_{2,t}$, esta ecuación se reduce a

$$h_1 + \frac{1}{2}V_{1,n}^2 = h_2 + \frac{1}{2}V_{2,n}^2 \qquad \textbf{(17-43)}$$

Una comparación minuciosa revela que las ecuaciones de conservación de la masa, de la cantidad de movimiento y de la energía (ecuaciones 17-41 a 17-43) a lo largo de un choque oblicuo, son idénticas a las de un choque normal, excepto que estas últimas están escritas únicamente en términos de la componente *normal* de la velocidad. Por consiguiente, las relaciones del choque normal que se dedujeron anteriormente se aplican a los choques oblicuos también, aunque deben ser escritos en términos de los números de Mach $\mathrm{Ma}_{1,n}$ y $\mathrm{Ma}_{2,n}$ normales al choque oblicuo. Lo anterior se visualiza de manera más fácil cuando se giran los vectores de velocidad en la figura 17-38 a un ángulo $\pi/2 - \beta$, de tal forma que el choque oblicuo se vea como vertical (Fig. 17-39). Por trigonometría se obtiene

$$\mathrm{Ma}_{1,n} = \mathrm{Ma}_1 \operatorname{sen}\beta \quad \text{y} \quad \mathrm{Ma}_{2,n} = \mathrm{Ma}_2 \operatorname{sen}(\beta - \theta) \qquad \textbf{(17-44)}$$

donde $\mathrm{Ma}_{1,n} = V_{1,n}/c_1$ y $\mathrm{Ma}_{2,n} = V_{2,n}/c_2$. Desde la perspectiva que se muestra en la figura 17-40, esto se puede observar como un choque normal, pero con un flujo tangencial superpuesto "que se aproxima para un viaje". Por lo tanto,

> Todas las ecuaciones, tablas de choques, etc., para los choques normales también se aplican a los choques oblicuos, siempre y cuando se utilicen solamente las componentes **normales** del número de Mach.

De hecho, se puede pensar que los choques normales son más bien choques oblicuos especiales en los que el ángulo de choque $\beta = \pi/2$, o 90°. Es posible reconocer de inmediato que un choque oblicuo se presenta solamente si $\mathrm{Ma}_{1,n} > 1$, y si $\mathrm{Ma}_{2,n} < 1$. Las ecuaciones del choque normal apropiadas pa-

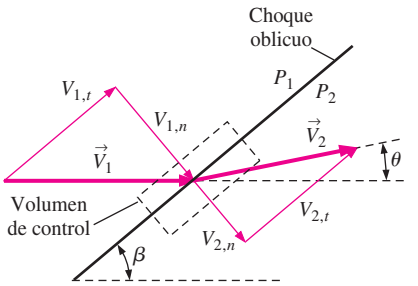


FIGURA 17-38
Vectores de velocidad a través de un choque oblicuo con ángulo de choque β y ángulo de deflexión θ.

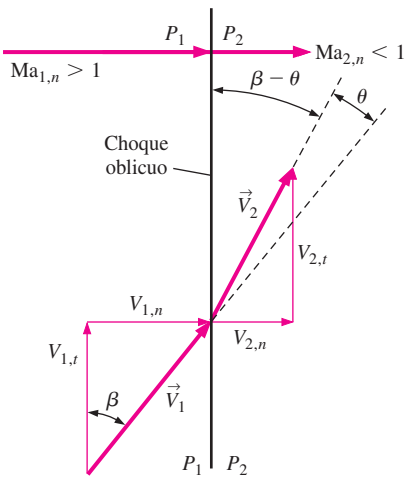


FIGURA 17-39
Los mismos vectores de velocidad de la figura 17-38, pero girados con un ángulo de $\pi/2 - \beta$, de tal forma que el choque oblicuo es vertical. También están definidos los números de Mach normales $\mathrm{Ma}_{1,n}$ y $\mathrm{Ma}_{2,n}$.

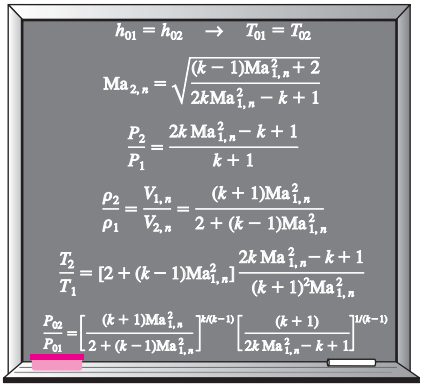

$h_{01} = h_{02} \rightarrow T_{01} = T_{02}$
$\mathrm{Ma}_{2,n} = \sqrt{\dfrac{(k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2 + 2}{2k\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}}$
$\dfrac{P_2}{P_1} = \dfrac{2k\,\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}{k+1}$
$\dfrac{\rho_2}{\rho_1} = \dfrac{V_{1,n}}{V_{2,n}} = \dfrac{(k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}$
$\dfrac{T_2}{T_1} = [2 + (k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2]\dfrac{2k\,\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}{(k+1)^2\mathrm{Ma}_{1,n}^2}$
$\dfrac{P_{02}}{P_{01}} = \left[\dfrac{(k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}\right]^{k/(k-1)}\left[\dfrac{(k+1)}{2k\,\mathrm{Ma}_{1,n}^2 - k + 1}\right]^{1/(k-1)}$

FIGURA 17-40

Relaciones a lo largo de un choque oblicuo de un gas ideal en términos de la componente normal del número de Mach $\mathrm{Ma}_{1,n}$ aguas arriba.

ra los choques oblicuos en un gas ideal, se resumen en la figura 17-40 en términos de $\mathrm{Ma}_{1,n}$.

Para un ángulo β y un número de Mach aguas arriba Ma_1 conocidos, se utiliza la primera parte de la ecuación 17-44 para calcular $\mathrm{Ma}_{1,n}$, y después se utilizan las tablas de choque normal (o sus ecuaciones correspondientes) para obtener $\mathrm{Ma}_{2,n}$. Si también se hubiera conocido el ángulo de deflexión θ, se habría podido calcular Ma_2 a partir de la segunda parte de la ecuación 17-44. No obstante, en una aplicación típica se conoce β o θ, pero no ambos. Por fortuna, aplicando un poco más de álgebra, se obtiene una relación entre θ, β y Ma_1. Se comienza observando que la tangente de $\beta = V_{1,n}/V_{1,t}$ y $\tan(\beta - \theta) = V_{2,n}/V_{2,t}$ (Fig. 17-39). Sin embargo, puesto que $V_{1,t} = V_{2,t}$, se pueden combinar estas dos expresiones y obtener así

$$\frac{V_{2,n}}{V_{1,n}} = \frac{\tan(\beta - \theta)}{\tan\beta} = \frac{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2}{(k+1)\mathrm{Ma}_{1,n}^2} = \frac{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_1^2\,\mathrm{sen}^2\,\beta}{(k+1)\mathrm{Ma}_1^2\,\mathrm{sen}^2\,\beta} \qquad \textbf{(17-45)}$$

donde se ha utilizado también la ecuación 17-44 así como la cuarta ecuación de la figura 17-40. Se aplican identidades trigonométricas para el coseno 2β y $\tan(\beta - \theta)$, esto es,

$$\cos 2\beta = \cos^2\beta - \mathrm{sen}^2\,\beta \quad \text{y} \quad \tan(\beta - \theta) = \frac{\tan\beta - \tan\theta}{1 + \tan\beta\tan\theta}$$

Después de algunos cálculos algebraicos, la ecuación 17-45 se reduce a

La relación θ-β-Ma:
$$\tan\theta = \frac{2\cot\beta(\mathrm{Ma}_1^2\,\mathrm{sen}^2\,\beta - 1)}{\mathrm{Ma}_1^2(k + \cos 2\beta) + 2} \qquad \textbf{(17-46)}$$

La ecuación 17-46 ofrece un ángulo de deflexión θ como una función única del ángulo de choque β, de la relación de calores específicos k y del número de Mach Ma_1 aguas arriba. Para el aire ($k = 1.4$), en la figura 17-41 se grafica θ contra β para algunos valores de Ma_1. Se puede observar que esta gráfica a menudo se presenta con los ejes invertidos (es decir, β contra θ), en los libros de texto sobre flujos compresibles, debido a que, físicamente, el ángulo de choque β está determinado por al ángulo de deflexión θ.

Se puede aprender mucho estudiando la figura 17-41 y a continuación se enlistan algunas observaciones:

- La figura 17-41 presenta toda la variedad de ondas de choque posibles para un determinado número de Mach de corriente libre, desde el más débil hasta el más fuerte. Para cualquier valor de número de Mach Ma_1 mayor a 1, los posibles valores de θ varían en el rango de $\theta = 0°$ en algún valor de β entre 0 y 90° a un valor máximo $\theta = \theta_{\text{máx}}$ en un valor intermedio de β, y después de regreso a $\theta = 0°$ en $\beta = 90°$. Los choques oblicuos rectos para θ o β fuera de este rango *no pueden existir* y *no existen.* Por ejemplo, en $\mathrm{Ma}_1 = 1.5$, los choques oblicuos rectos no pueden existir en el aire con un ángulo de choque β menor a 42° aproximadamente, ni con un ángulo de deflexión θ aproximadamente mayor a 12°. Si el medio ángulo de la cuña es mayor a $\theta_{\text{máx}}$, el choque se curva y se separa de la nariz de la cuña formando lo que se conoce como **choque oblicuo separado** u **onda de arco** (Fig. 17-42). El ángulo de choque β del choque separado es de 90° en la nariz, sin embargo, β disminuye a medida que el choque se curva aguas abajo. Los choques separados son mucho más complicados de analizar que los choques oblicuos rectos simples. De hecho, no existen soluciones sencillas y la predicción de los choques separados requiere el uso de métodos computacionales.
- Se observa un comportamiento similar al de los choques oblicuos en el *flujo asimétrico* por encima de conos, como se muestra en la figura 17-43,

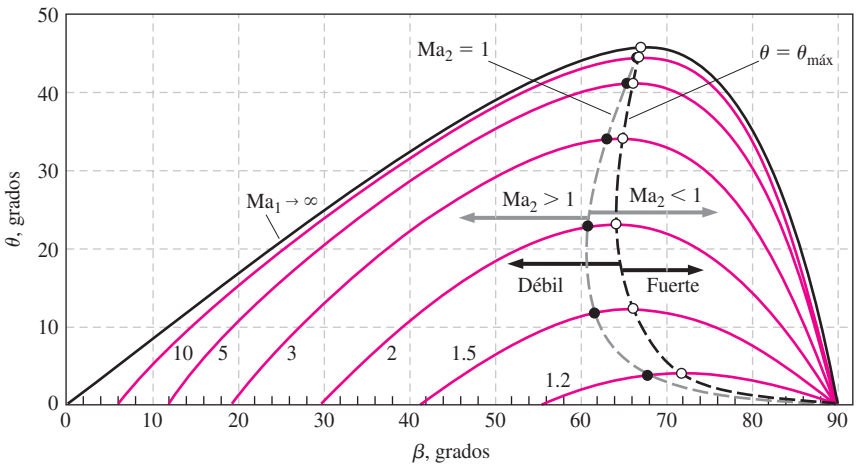


FIGURA 17-41

La dependencia del ángulo de deflexión del choque oblicuo recto θ respecto del ángulo de choque β para diferentes valores del número de Mach Ma_1 aguas arriba. Los cálculos están hechos para un gas ideal con $k = 1.4$. La línea negra punteada conecta los puntos con un ángulo de deflexión máxima ($\theta = \theta_{máx}$). Los *choques oblicuos débiles* están a la izquierda de esta línea, mientras que los *choques oblicuos fuertes* están a la derecha de esta línea. La línea gris punteada conecta los puntos donde el número de Mach aguas abajo es *sónico* ($Ma_2 = 1$). El *flujo supersónico aguas abajo* ($Ma_2 > 1$) está a la izquierda de esta línea, mientras que el *flujo subsónico aguas abajo* ($Ma_2 < 1$) queda a la derecha de esta línea.

aunque la relación θ-β-Ma para flujos asimétricos es diferente de la que se expresa en la ecuación 17-46.

- Cuando un flujo supersónico se impacta sobre un cuerpo achatado —un cuerpo *sin* una nariz puntiaguda—, el medio ángulo δ de la cuña en la nariz es de 90°, y no puede existir un choque oblicuo junto, independientemente del número de Mach. De hecho, un choque oblicuo separado se presenta en frente de *todos* los cuerpos con nariz achatada, ya sean bidimensionales, axisimétricos o completamente en tres dimensiones. Por ejemplo, se puede observar un choque oblicuo separado, enfrente del modelo del transbordador espacial de la figura 17-36 y enfrente de la esfera de la figura 17-44.
- Mientras que θ es una función única de Ma_1 y β lo es para un determinado valor de k, existen *dos* valores posibles de β para $\theta < \theta_{máx}$. La línea negra punteada de la figura 17-41 pasa a través del conjunto de valores $\theta_{máx}$, dividiendo los choques en **choques oblicuos débiles** (el valor más pequeño de β) y **choques oblicuos fuertes** (el valor más grande de β). Para un valor determinado de θ, el choque débil es más común y es "preferido" por el flujo, a menos que las condiciones de presión aguas abajo sean lo suficientemente elevadas para que se forme un choque fuerte.
- Para una número de Mach Ma_1 aguas arriba determinado, existe un único valor de θ para el que el número de Mach aguas abajo Ma_2 es exactamente 1. La línea punteada en color gris de la figura 17-41 pasa a través del conjunto de valores donde $Ma_2 = 1$. A la izquierda de esta línea, $Ma_2 > 1$, y a la derecha de esta línea, $Ma_2 < 1$. Las condiciones sónicas aguas abajo se presentan en el lado del choque débil de la gráfica, con un valor de θ muy cercano al de $\theta_{máx}$. Por lo tanto, el flujo aguas abajo de un choque oblicuo fuerte es *siempre subsónico* ($Ma_2 < 1$). El flujo aguas abajo de un choque oblicuo débil permanece *supersónico*, excepto en un rango pequeño de θ justamente por debajo de $\theta_{máx}$, donde éste es subsónico, aunque todavía se le puede llamar un choque oblicuo débil.
- Conforme el número de Mach aguas arriba se aproxima al infinito, se posibilita la existencia de choques oblicuos rectos para cualquier β entre 0 y 90°; sin embargo, el ángulo de giro máximo posible para $k = 1.4$ (aire) es $\theta_{máx} \cong 45.6°$, lo cual ocurre en $\beta = 67.8°$. Los choques oblicuos rectos con ángulos de giro mayores a este valor de $\theta_{máx}$ no son posibles, independientemente del número de Mach.
- Para un valor conocido del número de Mach aguas arriba, existen dos ángulos de choque donde *no existe giro del flujo* ($\theta = 0°$): en el caso más

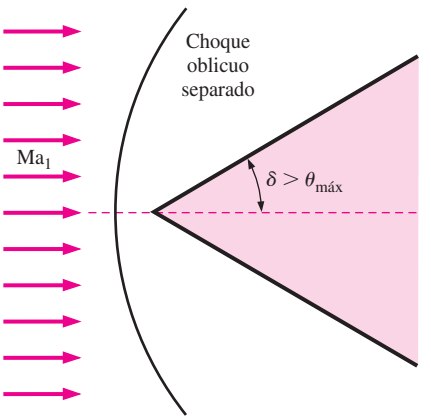


FIGURA 17-42

Un *choque oblicuo separado* se presenta aguas arriba de una cuña bidimensional de medio ángulo δ cuando δ es mayor al ángulo de deflexión máximo posible θ. A un choque de este tipo se le llama *onda arqueada* debido a su parecido a la onda de agua que se forma en la proa de un barco.

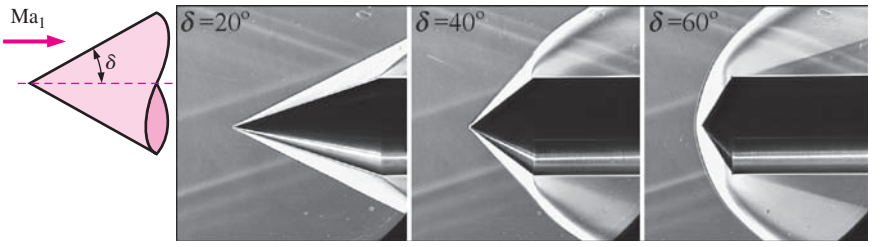


FIGURA 17-43

Fotografías en reposo del videógrafo de Schlieren ilustrando la separación del choque oblicuo de un cono al aumentar el medio ángulo del cono, δ, en el aire a Mach 3. En *a*) $\delta = 20°$ y *b*) $\delta = 40°$, el choque oblicuo permanece junto; sin embargo, en *c*) $\delta = 60°$, el choque oblicuo se ha separado, formando una onda arqueada.

Fotografías de G. S. Settles, Penn State University. Utilizadas con autorización.

fuerte, $\beta = 90°$, corresponde al *choque normal*; y en el caso más débil, $\beta = \beta_{\text{mín}}$, representa el choque oblicuo más débil posible a ese número de Mach, el cual se llama **onda de Mach**. Por ejemplo, las ondas de Mach son causadas por la presencia de pequeñas deformidades en las paredes de un túnel de viento supersónico (algunas de las cuales pueden observarse en las figuras 17-36 y 17-43). Las ondas de Mach no tienen efecto en el flujo porque el choque se hace cada vez más débil. De hecho, en el límite, las ondas de Mach son *isentrópicas*. El ángulo de choque de las ondas de Mach es una función única del número de Mach y se representa con la letra μ, el cual no debe confundirse con el coeficiente de viscosidad. Al ángulo μ se le conoce como **ángulo Mach** y se calcula fijando el valor de θ a cero en la ecuación 17-46, resolviendo para el caso de $\beta = \mu$ y extrayéndole la raíz menor. Así se obtiene

Ángulo Mach: $$\mu = \text{sen}^{-1}\,(1/\text{Ma}_1) \qquad \textbf{(17-47)}$$

Puesto que la relación de calores específicos aparece únicamente en el denominador de la ecuación 17-46, μ es independiente de k. Por lo tanto, se puede calcular el número de Mach de cualquier flujo supersónico con tan sólo medir el ángulo de Mach y aplicando la ecuación 17-47.

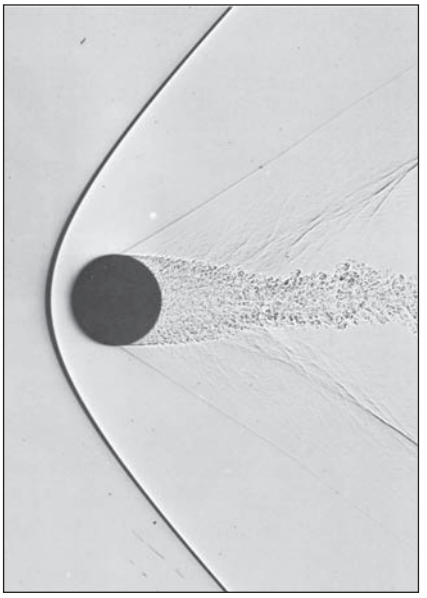


FIGURA 17-44

Diagrama de sombras de una esfera de media pulgada de diámetro en vuelo libre a Ma = 1.53 a través del aire. El flujo es subsónico detrás de la parte de la onda arqueada que está delante la esfera y sobre su superficie 45° atrás, aproximadamente. En 90°, aproximadamente, la capa de frontera laminar se separa a través de una onda de choque oblicuo y rápidamente se hace turbulenta. La estela fluctuante genera un sistema de disturbios débiles que se une a la segunda onda de choque de "recompresión".

Fotografía de A. C. Charters, Army Ballistic Research Laboratory.

Ondas expansivas de Prandtl-Meyer

A continuación se abordan situaciones donde el flujo supersónico cambia a la dirección *opuesta*, como en la parte superior de una cuña bidimensional a un ángulo de ataque mayor que su medio ángulo δ (Fig. 17-45). A este tipo de flujos se les conoce como **flujos expansivos**, mientras que a un flujo que produce un choque oblicuo se le llama **flujo compresivo**. Al igual que el anterior, el flujo cambia de dirección para conservar la masa. Sin embargo, a diferencia de un flujo compresivo, un flujo expansivo *no* genera una onda de choque. En lugar de ello, aparece una región expansiva continua llamada **ventilador de expansión**, la cual está compuesta por un número infinito de ondas de Mach llamadas **ondas expansivas de Prandtl-Meyer**. En otras palabras, el flujo no gira de repente como sucede en un choque, sino que lo hace *gradualmente* —cada onda de Mach sucesiva gira el flujo en una cantidad infinitesimal—. Debido a que cada onda expansiva individual es isentrópica, el flujo a lo largo de todo el ventilador de expansión es también isentrópico. El número de Mach aguas abajo de la expansión *aumenta* ($\text{Ma}_2 > \text{Ma}_1$), mientras que la presión, la densidad y la temperatura *disminuyen*, justo del mismo modo en la parte supersónica (expansiva) de una tobera convergente-divergente.

Las ondas expansivas de Prandtl-Meyer son inclinadas a un ángulo local de Mach μ, como lo muestra la gráfica de la figura 17-45. El ángulo de Mach de

la primera onda expansiva se determina de manera sencilla como $\mu_1 = \text{sen}^{-1}(1/\text{Ma}_1)$. De modo similar, $\mu_2 = \text{sen}^{-1}(1/\text{Ma}_2)$, donde se debe ser cuidadoso al medir el ángulo respecto a la *nueva* dirección del flujo aguas abajo de la expansión; particularmente, la paralela a la pared superior de la cuña de la figura 17-45 si acaso se ignora la influencia de la capa límite a lo largo de la pared. Pero, ¿cómo se determina el valor de Ma_2? Sucede que el ángulo de giro θ a través del ventilador de expansión puede calcularse por integración, haciendo uso de las ecuaciones de flujo isentrópico. Para un gas ideal, el resultado es (Anderson, 2003)

Giro del ángulo a lo largo de un ventilador de expansión:

$$\theta = \nu(\text{Ma}_2) - \nu(\text{Ma}_1) \tag{17-48}$$

donde $\nu(\text{Ma})$ es un ángulo llamado **función de Prandtl-Meyer** (no confundir con la viscosidad cinemática),

$$\nu(\text{Ma}) = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}\tan^{-1}\left[\sqrt{\frac{k-1}{k+1}(\text{Ma}^2-1)}\right] - \tan^{-1}\left(\sqrt{\text{Ma}^2-1}\right) \tag{17-49}$$

Observe que $\nu(\text{Ma})$ es un ángulo que puede calcularse tanto en grados como en radianes. Físicamente, $\nu(\text{Ma})$ es el ángulo a través del cual se debe expandir el flujo, comenzando en $\nu = 0$ en $\text{Ma} = 1$, a fin de lograr obtener un número de Mach supersónico, $\text{Ma} > 1$.

Para encontrar Ma_2 para valores de Ma_1, k y θ, se calculan: $\nu(\text{Ma}_1)$ a partir de la ecuación 17-49, $\nu(\text{Ma}_2)$ a partir de la ecuación 17-48, y después Ma_2 de la ecuación 17-49, observando que el último paso implica la resolución de una ecuación implícita para Ma_2. Dado que no existe transferencia de calor o trabajo y el flujo es isentrópico a través de la expansión, T_0 y P_0 permanecen constantes y se utilizan las relaciones de flujo isentrópico deducidas previamente para calcular las demás propiedades del flujo aguas abajo de la expansión, tales como T_2, ρ_2 y P_2.

Los ventiladores de expansión de Prandtl-Meyer también se presentan en flujos supersónicos asimétricos, como en las esquinas y las orillas posteriores de un cilindro cónico (Fig. 17-46). Algunas interacciones muy complejas y, para algunos, muy hermosas que involucran tanto ondas de choque como expansivas, se presentan en un jet supersónico y son producidas por una tobera "sobreexpandida", tal como se ilustra en la figura 17-47. El estudio de dichos flujos queda fuera del alcance del presente texto; para los lectores interesados en el tema se recomienda la consulta de libros sobre flujos compresibles tales como el de Thompson (1972) y el de Anderson (2003).

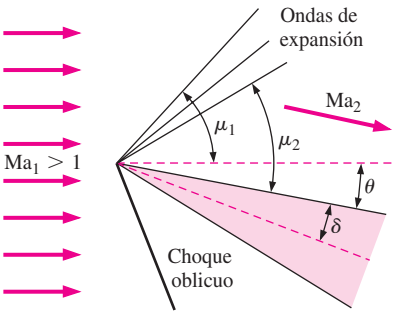


FIGURA 17-45
Un ventilador de expansión en la porción superior del flujo es formado por una cuña bidimensional a un ángulo de ataque en un flujo supersónico. El flujo se mueve con un ángulo θ, y el número de Mach se incrementa a través del ventilador de expansión. Se indican los ángulos de Mach aguas arriba y aguas abajo del ventilador de expansión. Por simplicidad, solamente se muestran tres ondas de expansión, pero, de hecho, existe un número infinito de ellas. (Un choque oblicuo está presente en la porción inferior de este flujo.)

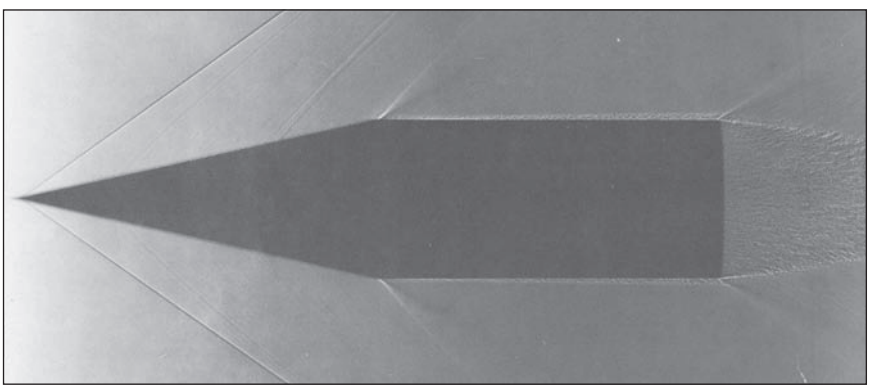


FIGURA 17-46
Un cono cilíndrico de medio ángulo igual a 12.5° en un flujo con número de Mach de 1.84. La capa de frontera se hace turbulenta muy cerca aguas abajo de la nariz, generando ondas de Mach visibles en este diagrama de sombras. En las esquinas se pueden observar ondas de expansión, así como en la orilla posterior del cono.

Fotografía de A. C. Charters, Army Ballistic Research Laboratory.

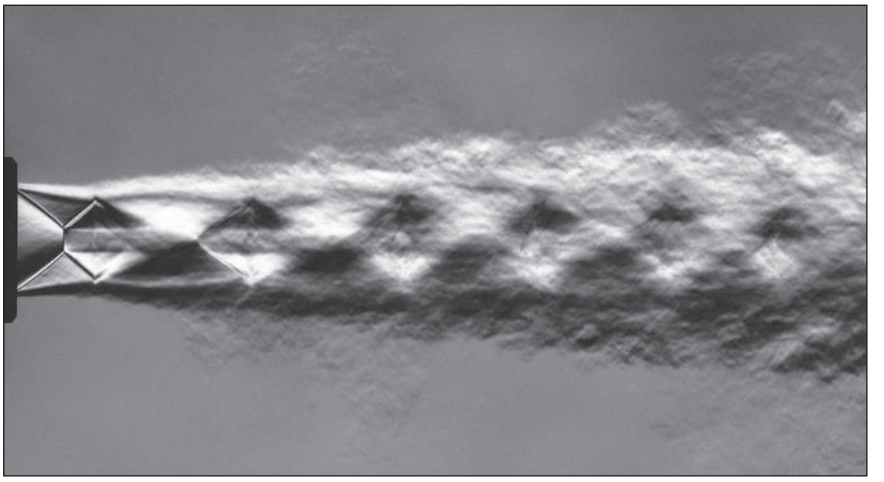


FIGURA 17-47

Las interacciones complejas entre las ondas de choque y las de expansión de un jet supersónico "sobreexpandido". El flujo se puede visualizar a través de un interferograma diferencial como el de Schlieren.

Fotografía de H. Verter sen. Reproducido por cortesía de the French-German Research Institute of Saint-Louis, ISL. Utilizado con autorización.

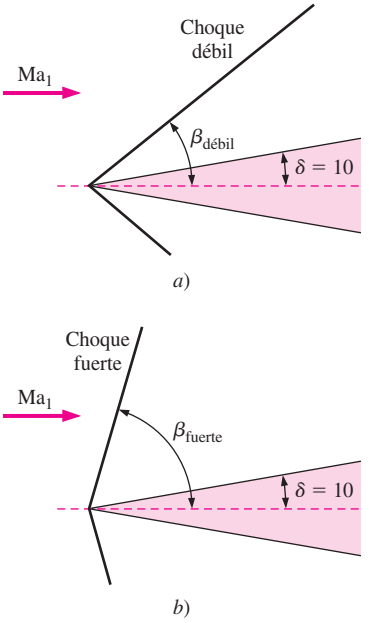


FIGURA 17-48

Dos ángulos de choque oblicuo posibles, *a)* $\beta_{\text{débil}}$ y *b)* β_{fuerte}, son formados por una cuña bidimensional de medio ángulo $\delta = 10°$.

EJEMPLO 17-10 Cálculo del número de Mach a partir de las líneas de Mach

Calcule el número de Mach del flujo de corriente libre aguas arriba, del transbordador espacial de la figura 17-36, únicamente a partir de la figura. Compare con el valor del número de Mach conocido que se proporciona en la leyenda.

Solución Se va a calcular el número de Mach a partir de la figura y se va a comparar con el valor conocido.

Análisis Utilizando un transportador, se mide el ángulo de las líneas de Mach en el flujo de corriente libre: $\mu \cong 19°$. El número de Mach se obtiene de la ecuación 17-47,

$$\mu = \text{sen}^{-1}\left(\frac{1}{\text{Ma}_1}\right) \quad \rightarrow \quad \text{Ma}_1 = \frac{1}{\text{sen } 19°} \quad \rightarrow \quad \text{Ma}_1 = \mathbf{3.07}$$

El cálculo del número de Mach coincide con el valor experimental de 3.0 ± 0.1.

Explicación El resultado es independiente de las propiedades del fluido.

EJEMPLO 17-11 Cálculos del choque oblicuo

Sobre una cuña bidimensional de ángulo medio $\delta = 10°$ incide aire supersónico a $\text{Ma}_1 = 2.0$ y 75.0 kPa (Fig. 17-48). Calcule los dos ángulos de choque oblicuo posibles, $\beta_{\text{débil}}$ y β_{fuerte}, que dicha cuña pudo haber formado. En cada caso, calcule la presión y el número de Mach aguas abajo del choque oblicuo; compare y analice los resultados.

Solución Se van a calcular el ángulo de choque, el número de Mach y la presión aguas abajo de los choques oblicuos débil y fuerte que forma una cuña bidimensional.

Suposiciones **1** El flujo es estable. **2** La capa límite de la cuña es muy delgada.

Propiedades El fluido es aire con un valor de $k = 1.4$.

Análisis Debido a la suposición 2, el ángulo de deflexión del choque oblicuo es casi igual al ángulo medio de la cuña, es decir, $\theta \cong \delta = 10°$. Con $Ma_1 = 2.0$ y $\theta = 10°$ se resuelve la ecuación 17-46 para los dos valores posibles del ángulo de choque oblicuo, β: $\beta_{\text{débil}} = \mathbf{39.3°}$ y $\beta_{\text{fuerte}} = \mathbf{83.7°}$. A partir de estos valores se utiliza la primera parte de la ecuación 17-44 para calcular el número de Mach normal aguas arriba $Ma_{1,n}$,

Choque débil: $$Ma_{1,n} = Ma_1 \operatorname{sen} \beta \rightarrow Ma_{1,n} = 2.0 \operatorname{sen} 39.3° = 1.267$$

Choque fuerte: $$Ma_{1,n} = Ma_1 \operatorname{sen} \beta \rightarrow Ma_{1,n} = 2.0 \operatorname{sen} 83.7° = 1.988$$

Se sustituyen estos valores de $Ma_{1,n}$ en la segunda ecuación de la figura 17-40 y se calcula el número de Mach normal aguas abajo $Ma_{2,n}$. Para el choque débil, $Ma_{2,n} = 0.8032$ y para el choque fuerte, $Ma_{2,n} = 0.5794$. Del mismo modo se calcula la presión aguas abajo en cada caso, utilizando la tercera ecuación de la figura 17-40, lo cual da

Choque débil:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2kMa_{1,n}^2 - k + 1}{k + 1} \rightarrow P_2 = (75.0 \text{ kPa}) \frac{2(1.4)(1.267)^2 - 1.4 + 1}{1.4 + 1} = \mathbf{128 \text{ kPa}}$$

Choque fuerte:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2kMa_{1,n}^2 - k + 1}{k + 1} \rightarrow P_2 = (75.0 \text{ kPa}) \frac{2(1.4)(1.988)^2 - 1.4 + 1}{1.4 + 1} = \mathbf{333 \text{ kPa}}$$

Por último, se utiliza la segunda parte de la ecuación 17-44 para calcular el número de Mach aguas abajo,

Choque débil: $$Ma_2 = \frac{Ma_{2,n}}{\operatorname{sen}(\beta - \theta)} = \frac{0.8032}{\operatorname{sen}(39.3° - 10°)} = \mathbf{1.64}$$

Choque fuerte: $$Ma_2 = \frac{Ma_{2,n}}{\operatorname{sen}(\beta - \theta)} = \frac{0.5794}{\operatorname{sen}(83.7° - 10°)} = \mathbf{0.604}$$

Como se esperaba, *los cambios en el número de Mach y en la presión a través del choque fuerte son mucho mayores que los cambios a través del choque débil.*

Explicación Debido a que la ecuación 17-46 es implícita en β, ésta se resuelve utilizando un método iterativo o con la ayuda de un programa para la resolución de ecuaciones, como el EES. Para ambos casos de choque oblicuo fuerte y débil, $Ma_{1,n}$ es supersónico y $Ma_{2,n}$ es subsónico. Sin embargo, Ma_2 es *supersónico* a través del choque oblicuo débil, pero es *subsónico* a través del choque oblicuo fuerte. También era factible haber recurrido a las tablas de choques normales en lugar de las ecuaciones, pero el resultado no habría sido tan preciso.

EJEMPLO 17–12 Cálculos de la onda expansiva de Prandtl-Meyer

Aire supersónico a $Ma_1 = 2.0$ y 230 kPa fluye en dirección paralela a una pared plana que de repente se expande por $\delta = 10°$ (Fig. 17-49). Si ignoramos cualquier efecto provocado por la capa límite a lo largo de la pared, calcule el número de Mach aguas abajo (Ma_2) y la presión (P_2).

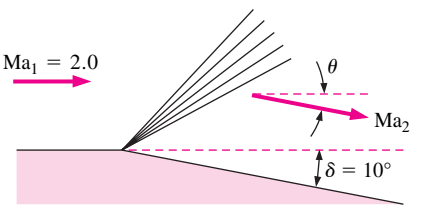


FIGURA 17-49
Un ventilador de expansión ocasionado por la expansión repentina de una pared con $\delta = 10°$.

Solución Se va a calcular el número de Mach y la presión aguas abajo de una expansión repentina a lo largo de una pared.
Suposiciones **1** El flujo es estable. **2** La capa límite de la pared es muy delgada.
Propiedades El fluido es aire con un valor de $k = 1.4$.
Análisis Debido a la segunda suposición, el ángulo de deflexión total es casi igual al ángulo de expansión de la pared (es decir, $\theta \cong \delta = 10°$). Considerando un valor de $\text{Ma}_1 = 2.0$, se puede resolver la ecuación 17-49 para la función de Prandtl-Meyer aguas arriba,

$$\nu(\text{Ma}) = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}}\tan^{-1}\left[\sqrt{\frac{k-1}{k+1}(\text{Ma}^2-1)}\right] - \tan^{-1}\left(\sqrt{\text{Ma}^2-1}\right)$$

$$= \sqrt{\frac{1.4+1}{1.4-1}}\tan^{-1}\left[\sqrt{\frac{1.4-1}{1.4+1}(2.0^2-1)}\right] - \tan^{-1}\left(\sqrt{2.0^2-1}\right) = 26.38°$$

A continuación, se utiliza la ecuación 17-48 para calcular la función de Prandtl-Meyer aguas abajo,

$$\theta = \nu(\text{Ma}_2) - \nu(\text{Ma}_1) \rightarrow \nu(\text{Ma}_2) = \theta + \nu(\text{Ma}_1) = 10° + 26.38° = 36.38°$$

El valor de Ma_2 se encuentra resolviendo la ecuación 17-49, la cual es implícita —resulta de mucha utilidad usar un resolvedor de ecuaciones—. Así se obtiene el valor de $\text{Ma}_2 = \mathbf{2.385}$. También existen programas para calcular el flujo compresible en Internet que resuelven estas ecuaciones implícitas, junto con las ecuaciones de choque normal y oblicuo; por ejemplo, véase la dirección en Internet www.aoe.vt.edu/~devenpor/aoe3114/calc.html.

Se utilizan las relaciones isentrópicas para calcular la presión aguas abajo,

$$P_2 = \frac{P_2/P_0}{P_1/P_0}P_1 = \frac{\left[1+\left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_2^2\right]^{-k/(k-1)}}{\left[1+\left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}_1^2\right]^{-k/(k-1)}}(230\text{ kPa}) = \mathbf{126\text{ kPa}}$$

Como se esperaba, el número de Mach aumenta y la presión disminuye dado que esto es una expansión.
Explicación Se pudo haber encontrado la temperatura, la densidad y demás datos aguas abajo utilizando las ecuaciones isentrópicas apropiadas.

17-6 ▪ FLUJO EN UN DUCTO CON TRANSFERENCIA DE CALOR Y CON FRICCIÓN INSIGNIFICANTE (FLUJO DE RAYLEIGH)

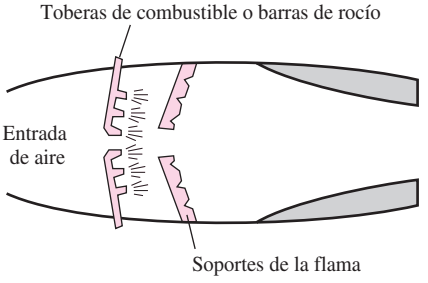


FIGURA 17-50
Muchos problemas prácticos de flujo compresible involucran la combustión, la cual puede modelarse como una ganancia de calor a través de la pared de un ducto.

Hasta el momento se han considerado principalmente el *flujo isentrópico*, también llamado *flujo adiabático reversible* porque éste no involucra transferencia de calor ni irreversibilidades tales como la fricción. Muchos problemas sobre flujos compresibles que se encuentran en la práctica involucran reacciones químicas como la combustión, las reacciones nucleares, la evaporación y la condensación, así como la ganancia o pérdida de calor a través de la pared del ducto. Dichos problemas son difíciles de analizar de manera exacta, ya que éstos pueden implicar cambios significativos en la composición química durante el flujo, así como la conversión de energía latente, química y nuclear en energía térmica (Fig. 17-50).

Las características esenciales de dichos flujos complejos pueden captarse mejor por medio de un análisis sencillo, modelando la generación o la absorción de energía térmica como transferencia de calor a través de la pared del ducto a la misma velocidad, e ignorando cualquier cambio en la composición química. Este problema simplificado es todavía muy complicado para un trata-

miento elemental del tema, ya que el flujo puede conllevar fricción, variaciones en el área del ducto y efectos multidimensionales. En esta sección, nuestro estudio se limita a flujos unidimensionales en un ducto de sección transversal constante donde los efectos de la fricción se consideran insignificantes.

Considere un flujo unidimensional estable de un gas ideal con calores específicos constantes a través de un ducto de área constante con transferencia de calor, pero con fricción insignificante. Dichos flujos reciben el nombre de **flujos de Rayleigh** en honor a Lord Rayleigh (1842-1919). Las ecuaciones de la conservación de la masa, de la cantidad de movimiento y de la energía para el volumen de control que se muestran en la figura 17-51, pueden escribirse como sigue:

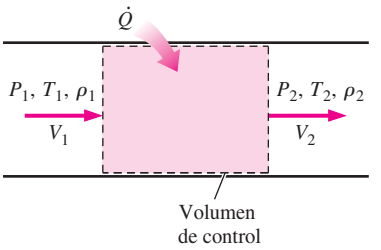


FIGURA 17-51
Volumen de control para un flujo en un ducto de área constante con transferencia de calor y fricción insignificante.

Ecuación de la masa: Observando que la sección transversal A del ducto es constante, la relación $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$ o $\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2$ se reduce a

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2 \tag{17-50}$$

Ecuación de la cantidad de movimiento, eje *x*: Observando que los efectos de fricción son insignificantes y, por lo tanto, que no existen fuerzas cortantes y suponiendo que no existen fuerzas externas ni en el propio cuerpo, la ecuación de la cantidad de movimiento $\sum \vec{F} = \sum_{\text{sal}} \beta \dot{m} \vec{V} - \sum_{\text{ent}} \beta \dot{m} \vec{V}$ en la dirección del flujo (o eje x) equivale a un balance entre las fuerzas de presión estática y la transferencia de cantidad de movimiento. Observando que los flujos son de alta velocidad y turbulentos, el factor de corrección por el flujo de la cantidad de movimiento es de aproximadamente 1 ($\beta \cong 1$) y, por ende, puede ignorarse. Entonces,

$$P_1 A_1 - P_2 A_2 = \dot{m} V_2 - \dot{m} V_1 \quad \rightarrow \quad P_1 - P_2 = (\rho_2 V_2) V_2 - (\rho_1 V_1) V_1$$

o

$$P_1 + \rho_1 V_1^2 = P_2 + \rho_2 V_2^2 \tag{17-51}$$

Ecuación de energía: El volumen de control no implica formas de trabajo cortantes, de flecha o de cualquier otra, y el cambio de energía potencial es insignificante. Si la tasa de transferencia de calor es $\dot{Q}$ y la transferencia de calor por unidad de masa del fluido es $q = \dot{Q}/\dot{m}$, el balance de energía para flujo estable $\dot{E}_{\text{ent}} = \dot{E}_{\text{sal}}$ se convierte en

$$\dot{Q} + \dot{m}\left(h_1 + \frac{V_1^2}{2}\right) = \dot{m}\left(h_2 + \frac{V_2^2}{2}\right) \quad \rightarrow \quad q + h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{17-52}$$

Para un gas ideal con calores específicos constantes, $\Delta h = c_p \Delta T$, y entonces

$$q = c_p(T_2 - T_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \tag{17-53}$$

o

$$q = h_{02} - h_{01} = c_p(T_{02} - T_{01}) \tag{17-54}$$

Por consiguiente, la entalpía de estancamiento h_0 y la temperatura de estancamiento T_0 cambian durante el flujo de Rayleigh (ambos aumentan cuando se transfiere calor al fluido y, por ello, q es positiva y ambos disminuyen cuando la transferencia de calor es desde el fluido; por lo tanto, q es negativa).

Cambio de entropía: En ausencia de cualquier irreversibilidad como la fricción, la entropía de un sistema cambia solamente por transferencia de calor, mientras que aumenta con la ganancia de calor y disminuye con la pérdida de calor. La entropía es una propiedad y, por lo tanto, una función

de estado, y el cambio de entropía de un gas ideal con calores específicos constantes durante un cambio de estado de 1 a 2 está dado por

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \tag{17-55}$$

La entropía de un fluido puede aumentar o disminuir durante el flujo de Rayleigh, dependiendo de la dirección de la transferencia de calor.

Ecuación de estado: Observando que $P = \rho RT$, las propiedades P, ρ y T de un gas ideal en los estados 1 y 2 se relacionan entre sí por medio de

$$\frac{P_1}{\rho_1 T_1} = \frac{P_2}{\rho_2 T_2} \tag{17-56}$$

Considere un gas cuyas propiedades R, k y c_p se conocen. Para un estado específico de entrada 1, las propiedades a la entrada P_1, T_1, ρ_1, V_1 y s_1 se conocen. Las cinco propiedades de salida P_2, T_2, ρ_2, V_2 y s_2 pueden determinarse a partir de las cinco ecuaciones 17-50, 17-51, 17-53, 17-55 y 17-56 para cualquier valor especificado de transferencia de calor q. Cuando se conocen la velocidad y la temperatura, el número de Mach puede determinarse a partir de $\text{Ma} = V/c = V/\sqrt{kRT}$.

Obviamente existe un número infinito de estados "2" posibles aguas abajo, correspondientes a un estado específico "1" aguas arriba. Una forma práctica para determinar ambos estados aguas abajo es suponer varios valores de T_2 y calcular todas las demás propiedades, así como la transferencia de calor q para cada T_2 supuesta a partir de las ecuaciones 17-50 a 17-56. Graficando los resultados en un diagrama T-s se obtiene una curva que pasa a través de un estado de entrada específico, como se muestra en la figura 17-52. La gráfica del flujo de Rayleigh en un diagrama T-s se llama **línea de Rayleigh**, y pueden realizarse algunas observaciones importantes a partir de esta gráfica y de los resultados de los cálculos:

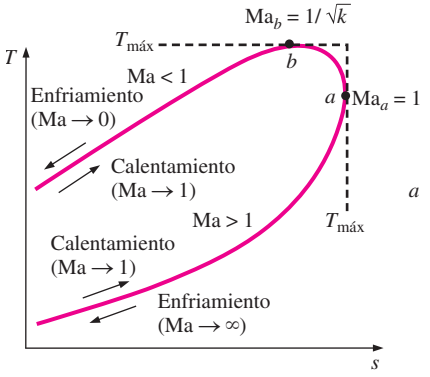


FIGURA 17-52

Diagrama T-s para un flujo en un ducto de área constante con transferencia de calor y fricción insignificante (flujo de Rayleigh).

1. Todos los estados que satisfagan las ecuaciones de conservación de la masa, de la cantidad de movimiento y de la energía, así como las relaciones de propiedades, se encuentran sobre la línea de Rayleigh. Por lo tanto, para un estado inicial determinado, el fluido no puede existir en cualquier estado aguas abajo fuera de la línea de Rayleigh en un diagrama T-s. De hecho, la línea de Rayleigh es el lugar donde se encuentran todos los estados aguas abajo físicamente obtenibles que corresponden a un estado inicial.
2. La entropía aumenta con la ganancia de calor y, en consecuencia, se avanza hacia la derecha sobre la línea de Rayleigh conforme el calor se transfiere hacia el fluido. El número de Mach es $\text{Ma} = 1$ en el punto a, que es el punto de máxima entropía (véase el ejemplo 17-13 para una demostración de esto). Los estados sobre el brazo superior de la línea de Rayleigh por arriba del punto a son subsónicos, mientras que los estados en el brazo inferior por debajo del punto a son supersónicos. Así, un proceso fluye a la derecha de la línea de Rayleigh con adición de calor y hacia la izquierda con rechazo de calor, sin importar el valor inicial del número de Mach.
3. El calentamiento aumenta el número de Mach en el caso del flujo subsónico, aunque lo disminuye en el caso del flujo supersónico. El número de Mach se aproxima a $\text{Ma} = 1$ en ambos casos (desde 0 para flujo subsónico y desde ∞ para el flujo supersónico) durante el calentamiento.
4. Es evidente, a partir del balance de energía $q = c_p(T_{02} - T_{01})$, que el calentamiento aumenta la temperatura de estancamiento T_0 de ambos tipos de flujo, subsónico y supersónico, y que el enfriamiento la disminuye. (El valor máximo de T_0 se presenta en $\text{Ma} = 1$.) Éste también es el caso

de la temperatura termodinámica T excepto para un rango muy pequeño del número de Mach de $1/\sqrt{k} < \text{Ma} < 1$ en el flujo subsónico (véase el ejemplo 17-13). Tanto la temperatura como el número de Mach aumentan con el calentamiento en el flujo subsónico; sin embargo, T alcanza un valor máximo $T_{\text{máx}}$ cuando $\text{Ma} = 1/\sqrt{k}$ (que es de 0.845 para el aire), y después disminuye. Podría parecer como algo muy peculiar el hecho de que la temperatura de un fluido disminuya a medida que el calor se transfiera a éste. Sin embargo, esto no es más peculiar que el hecho de que la velocidad del fluido aumente en la sección divergente de una tobera convergente-divergente. El efecto de enfriamiento en esta región se debe al gran incremento de la velocidad del fluido, y a la caída subsecuente de temperatura de acuerdo con la relación $T_0 = T + V^2/2c_p$. Observe también que el rechazo de calor en la región $1/\sqrt{k} < \text{Ma} < 1$ provoca que la temperatura del fluido aumente (Fig. 17-53).

5. La ecuación de la cantidad de movimiento $P + KV =$ constante, donde $K = \rho V =$ constante (a partir de la ecuación de la conservación de la masa), revela que la tendencia de la velocidad y la presión estática es opuesta. Por lo tanto, la presión estática disminuye con la ganancia de calor en el caso del flujo subsónico (porque la velocidad y el número de Mach aumentan); no obstante, aumenta con la ganancia de calor en el caso de un flujo supersónico (puesto que la velocidad y el número de Mach disminuyen).
6. La ecuación de continuidad $\rho V =$ constante indica que la densidad y la velocidad son inversamente proporcionales. Por lo tanto, la densidad disminuye con la transferencia de calor hacia el fluido en el flujo subsónico (dado que la velocidad y el número de Mach aumentan); sin embargo, aumenta con la ganancia de calor en el caso del flujo supersónico (pues la velocidad y el número de Mach disminuyen).
7. En la mitad izquierda de la figura 17-52, la pendiente en el brazo inferior de la línea de Rayleigh es más abrupta (en términos de s como una función de T), lo cual indica que el cambio de entropía correspondiente a un cambio específico de temperatura (y, por ende, una determinada cantidad de transferencia de calor) es mayor en el flujo supersónico.

Los efectos del calentamiento y el enfriamiento sobre las propiedades del flujo de Rayleigh aparecen enumerados en la tabla 17-3. Observe que el calentamiento y el enfriamiento tienen efectos opuestos en la mayoría de las propiedades. Asimismo, la presión de estancamiento disminuye durante el calentamiento y aumenta durante el enfriamiento, sin importar que el flujo sea subsónico o supersónico.

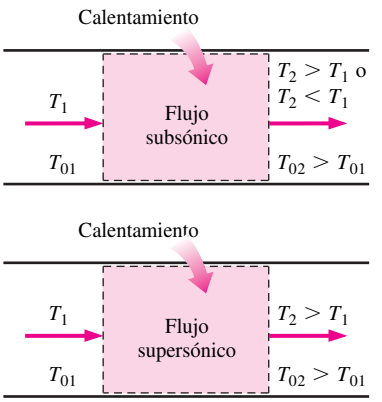


FIGURA 17-53

Durante el calentamiento, la temperatura del fluido siempre aumenta si el flujo de Rayleigh es supersónico; sin embargo, en realidad la temperatura puede disminuir si el flujo es subsónico.

TABLA 17-3

Los efectos del calentamiento y el enfriamiento en las propiedades de flujo de Rayleigh.

	Calentamiento		*Enfriamiento*	
Propiedad	Subsónico	Supersónico	Subsónico	Supersónico
Velocidad, V	Aumenta	Disminuye	Disminuye	Aumenta
Número de Mach, Ma	Aumenta	Disminuye	Disminuye	Aumenta
Temp. de estancamiento, T_0	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Disminuye
Temperatura, T	Aumenta para $\text{Ma} < 1/k^{1/2}$ Disminuye para $\text{Ma} > 1/k^{1/2}$	Aumenta	Disminuye para $\text{Ma} < 1/k^{1/2}$ Aumenta para $\text{Ma} > 1/k^{1/2}$	Disminuye
Densidad, ρ	Disminuye	Aumenta	Aumenta	Disminuye
Presión de estancamiento, P_0	Disminuye	Disminuye	Aumenta	Aumenta
Presión, P	Disminuye	Aumenta	Aumenta	Disminuye
Entropía, s	Aumenta	Aumenta	Disminuye	Disminuye

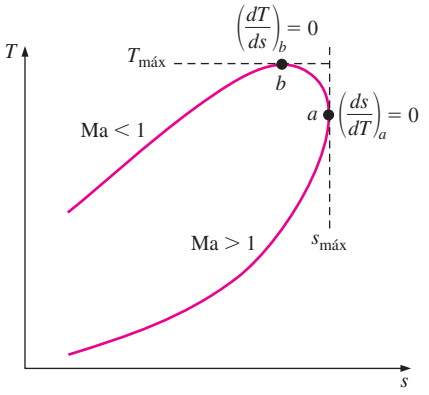


FIGURA 17-54
El diagrama *T-s* de flujo de Rayleigh considerado en el ejemplo 17-13.

EJEMPLO 17-13 Extremos de la línea de Rayleigh

Considere el diagrama *T-s* del flujo de Rayleigh, según se muestra en la figura 17-54. Utilizando las formas diferenciales de las ecuaciones de conservación y las relaciones de propiedades, demuestre que el número de Mach es $\text{Ma}_a = 1$ en el punto de máxima entropía (punto *a*), y $\text{Ma}_b = 1/\sqrt{k}$ en el punto de temperatura máxima (punto *b*).

Solución Se demostrará que $\text{Ma}_a = 1$ en el punto de máxima entropía y que $\text{Ma}_b = 1/\sqrt{k}$ en el punto de temperatura máxima sobre la línea de Rayleigh.

Suposiciones Las suposiciones asociadas con el flujo de Rayleigh (es decir, flujo estable unidimensional de un gas ideal con propiedades constantes a través de un ducto de sección transversal constante, con efectos descartables de fricción) son válidas.

Análisis Las formas diferenciales de las ecuaciones de masa (ρV = constante), de la cantidad de movimiento [reacomodado como $P + (\rho V)V$ = constante], de gas ideal ($P = \rho RT$) y de cambio de entalpía ($\Delta h = c_p\,\Delta T$) pueden expresarse como

$$\rho V = \text{constante} \rightarrow \rho\,dV + V\,d\rho = 0 \rightarrow \frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dV}{V} \tag{1}$$

$$P + (\rho V)V = \text{constante} \rightarrow dP + (\rho V)\,dV = 0 \rightarrow \frac{dP}{dV} = -\rho V \tag{2}$$

$$P = \rho RT \rightarrow dP = \rho R\,dT + RT\,d\rho \rightarrow \frac{dP}{P} = \frac{dT}{T} + \frac{d\rho}{\rho} \tag{3}$$

La forma diferencial de la relación de cambio de entropía (Ec. 17-40) de un gas ideal con calores específicos constantes es

$$ds = c_p\frac{dT}{T} - R\frac{dP}{P} \tag{4}$$

Sustituyendo la ecuación 3 en la 4 se obtiene

$$ds = c_p\frac{dT}{T} - R\left(\frac{dT}{T} + \frac{d\rho}{\rho}\right) = (c_p - R)\frac{dT}{T} - R\frac{d\rho}{\rho} = \frac{R}{k-1}\frac{dT}{T} - R\frac{d\rho}{\rho} \tag{5}$$

puesto que

$$c_p - R = c_v \rightarrow kc_v - R = c_v \rightarrow c_v = R/(k-1)$$

Dividiendo ambos lados de la ecuación 5 entre dT y combinando el resultado con la ecuación 1, se obtiene

$$\frac{ds}{dT} = \frac{R}{T(k-1)} + \frac{R}{V}\frac{dV}{dT} \tag{6}$$

Dividiendo la ecuación 3 entre dV y combinándola con las ecuaciones 1 y 2, luego de reacomodar los términos, se obtiene

$$\frac{dT}{dV} = \frac{T}{V} - \frac{V}{R} \tag{7}$$

Sustituyendo la ecuación 7 en la ecuación 6 y reacomodando,

$$\frac{ds}{dT} = \frac{R}{T(k-1)} + \frac{R}{T - V^2/R} = \frac{R^2(kRT - V^2)}{T(k-1)(RT - V^2)} \tag{8}$$

Fijando $ds/dT = 0$ y despejando V en la ecuación resultante $R^2(kRT - V^2) = 0$, se obtiene la velocidad en el punto *a*, es decir:

$$V_a = \sqrt{kRT_a} \quad \text{y} \quad \text{Ma}_a = \frac{V_a}{c_a} = \frac{\sqrt{kRT_a}}{\sqrt{kRT_a}} = 1 \tag{9}$$

Por lo tanto, en el punto *a* existen condiciones sónicas y, en consecuencia, el número de Mach es 1.

Estableciendo que $dT/ds = (ds/dT)^{-1} = 0$ y despejando la velocidad en el punto b en la ecuación resultante $T(k-1)(RT - V^2) = 0$ se obtiene

$$V_b = \sqrt{RT_b} \quad \text{y} \quad \text{Ma}_b = \frac{V_b}{c_b} = \frac{\sqrt{RT_b}}{\sqrt{kRT_b}} = \frac{1}{\sqrt{k}} \tag{10}$$

Así, el número de Mach en el punto b es $\text{Ma}_b = 1/\sqrt{k}$. Para el aire, $k = 1.4$ y, por lo tanto, $\text{Ma}_b = 0.845$.

Explicación Observe que en un flujo de Rayleigh, las condiciones sónicas se alcanzan a medida que la entropía llega a su valor máximo y la temperatura máxima se presenta durante el flujo subsónico.

EJEMPLO 17-14 Efecto de la transferencia de calor sobre la velocidad de flujo

Utilice la forma diferencial de la ecuación de la energía, y demuestre que la velocidad de flujo aumenta con la adición de calor para el caso de un flujo subsónico de Rayleigh, y que, sin embargo, disminuye en el caso del flujo supersónico.

Solución Se demostrará que la velocidad de flujo aumenta con la adición de calor en el caso del flujo de Rayleigh subsónico, y que el caso contrario ocurre cuando hay un flujo de Rayleigh supersónico.

Suposiciones **1** Las suposiciones asociadas con el flujo de Rayleigh son válidas. **2** No existen interacciones de trabajo y los cambios en la energía potencial son insignificantes.

Análisis Considere la transferencia de calor hacia el fluido en una cantidad diferencial δq. La forma diferencial de las ecuaciones de energía pueden expresarse como

$$\delta q = dh_0 = d\left(h + \frac{V^2}{2}\right) = c_p\, dT + V\, dV \tag{1}$$

Dividiendo entre c_pT y factorizando dV/V se obtiene

$$\frac{\delta q}{c_pT} = \frac{dT}{T} + \frac{V\,dV}{c_pT} = \frac{dV}{V}\left[\frac{V}{dV}\frac{dT}{T} + \frac{(k-1)V^2}{kRT}\right] \tag{2}$$

donde se utilizó también $c_p = kR/(k-1)$. Observando que $\text{Ma}^2 = V^2/c^2 = V^2/kRT$ y utilizando la ecuación 7 para dT/dV a partir del ejemplo 17-13, resulta

$$\frac{\delta q}{c_pT} = \frac{dV}{V}\left[\frac{V}{T}\left(\frac{T}{V} - \frac{V}{R}\right) + (k-1)\text{Ma}^2\right] = \frac{dV}{V}\left(1 - \frac{V^2}{TR} + k\text{Ma}^2 - \text{Ma}^2\right) \tag{3}$$

Eliminando los dos términos de en medio en la ecuación 3, puesto que $V^2/TR = k\text{Ma}^2$ y reacomodando, se obtiene la relación buscada:

$$\frac{dV}{V} = \frac{\delta q}{c_pT}\frac{1}{(1 - \text{Ma}^2)} \tag{4}$$

En el caso del flujo subsónico, $1 - \text{Ma}^2 > 0$ y, por consiguiente, la transferencia de calor y el cambio de velocidad tienen el mismo signo. Como resultado, el calentamiento del fluido ($\delta q > 0$) aumenta la velocidad del flujo mientras que el enfriamiento la disminuye. Sin embargo, en flujos supersónicos, $1 - \text{Ma}^2 < 0$ y la transferencia de calor además del cambio de velocidad tienen signos opuestos. Como resultado, el calentamiento del fluido ($\delta q > 0$) disminuye la velocidad del flujo mientras que el enfriamiento la incrementa (Fig. 17-55).

Explicación Observe que el calentamiento del fluido tiene un efecto opuesto sobre la velocidad de flujo en los casos de fluidos de Rayleigh subsónicos y supersónicos.

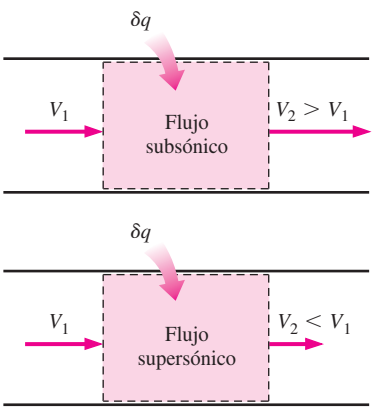


FIGURA 17-55
El calentamiento aumenta la velocidad de flujo en el flujo subsónico, sin embargo, la disminuye en el flujo supersónico.

Relaciones de propiedades para flujos de Rayleigh

A menudo se desea expresar las variaciones de las propiedades en términos del número de Mach, Ma. Observando que $\text{Ma} = V/c = V/\sqrt{kRT}$ y, por lo tanto, $V = \text{Ma}\sqrt{kRT}$,

$$\rho V^2 = \rho kRT\text{Ma}^2 = kP\text{Ma}^2 \tag{17-57}$$

puesto que $P = \rho RT$. Sustituyendo en la ecuación de cantidad de movimiento (Ec. 17-51) se obtiene $P_1 + kP_1\text{Ma}_1^2 = P_2 + kP_2\text{Ma}_2^2$, la cual puede reacomodarse como

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\text{Ma}_1^2}{1 + k\text{Ma}_2^2} \tag{17-58}$$

De nuevo, utilizando $V = \text{Ma}\sqrt{kRT}$, la ecuación de continuidad $\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$ puede expresarse como

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\text{Ma}_2\sqrt{kRT_2}}{\text{Ma}_1\sqrt{kRT_1}} = \frac{\text{Ma}_2\sqrt{T_2}}{\text{Ma}_1\sqrt{T_1}} \tag{17-59}$$

Entonces, la relación de gas ideal (Ec. 17-56) se convierte en

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2\rho_1}{P_1\rho_2} = \left(\frac{1 + k\text{Ma}_1^2}{1 + k\text{Ma}_2^2}\right)\left(\frac{\text{Ma}_2\sqrt{T_2}}{\text{Ma}_1\sqrt{T_1}}\right) \tag{17-60}$$

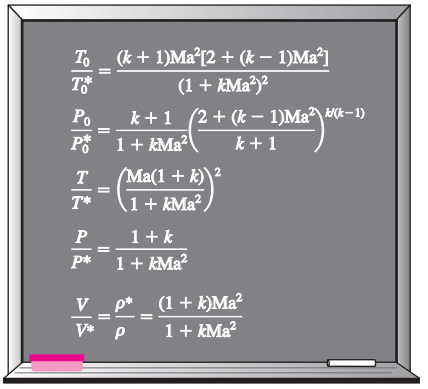


FIGURA 17-56
Resumen de las relaciones de flujo de Rayleigh.

Despejando la relación de temperaturas T_2/T_1 en la ecuación 17-60, se obtiene

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{\text{Ma}_2(1 + k\text{Ma}_1^2)}{\text{Ma}_1(1 + k\text{Ma}_2^2)}\right]^2 \tag{17-61}$$

Al sustituir esta relación en la ecuación 17-59 se obtiene la relación de velocidades o de densidades como

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{\text{Ma}_1^2(1 + k\text{Ma}_2^2)}{\text{Ma}_2^2(1 + k\text{Ma}_1^2)} \tag{17-62}$$

Las propiedades del flujo en condiciones sónicas a menudo se determinan fácilmente y, por lo tanto, el estado crítico correspondiente a Ma = 1 sirve como un punto de referencia apropiado en el caso de un flujo compresible. Tomando el estado 2 como el estado sónico ($\text{Ma}_2 = 1$, y se utiliza el subíndice *) y el estado 1 como cualquier estado (sin subíndice), las relaciones de propiedades expresadas en las ecuaciones 17-58, 17-61 y 17-62 se reducen a (Fig. 17-56),

$$\frac{P}{P^*} = \frac{1 + k}{1 + k\text{Ma}^2} \qquad \frac{T}{T^*} = \left[\frac{\text{Ma}(1 + k)}{1 + k\text{Ma}^2}\right]^2 \quad \text{y} \quad \frac{V}{V^*} = \frac{\rho^*}{\rho} = \frac{(1 + k)\text{Ma}^2}{1 + k\text{Ma}^2} \tag{17-63}$$

Se pueden obtener relaciones similares para la temperatura y la presión de estancamiento adimensionales, de la manera siguiente:

$$\frac{T_0}{T_0^*} = \frac{T_0}{T}\frac{T}{T^*}\frac{T^*}{T_0^*} = \left(1 + \frac{k - 1}{2}\text{Ma}^2\right)\left[\frac{\text{Ma}(1 + k)}{1 + k\text{Ma}^2}\right]^2\left(1 + \frac{k - 1}{2}\right)^{-1} \tag{17–64}$$

la cual puede simplificarse de la forma siguiente:

$$\frac{T_0}{T_0^*} = \frac{(k + 1)\text{Ma}^2[2 + (k - 1)\text{Ma}^2]}{(1 + k\text{Ma}^2)^2} \tag{17–65}$$

Además,

$$\frac{P_0}{P_0^*} = \frac{P_0}{P}\frac{P}{P^*}\frac{P^*}{P_0^*} = \left(1 + \frac{k-1}{2}\text{Ma}^2\right)^{k/(k-1)}\left(\frac{1+k}{1+k\text{Ma}^2}\right)\left(1 + \frac{k-1}{2}\right)^{-k/(k-1)} \quad \textbf{(17-66)}$$

la cual se puede simplificar como

$$\frac{P_0}{P_0^*} = \frac{k+1}{1+k\text{Ma}^2}\left[\frac{2 + (k-1)\text{Ma}^2}{k+1}\right]^{k/(k-1)} \quad \textbf{(17-67)}$$

Las cinco relaciones expresadas en las ecuaciones 17-63, 17-65 y 17-67 permiten calcular de manera adimensional la presión, temperatura, densidad, velocidad, temperatura de estancamiento y presión de estancamiento para un flujo de Rayleigh de un gas ideal con una k específica para un determinado número de Mach. En la tabla A-34 se presentan de forma tabular los resultados más significativos para $k = 1.4$.

Flujo de Rayleigh estrangulado

Es evidente, a partir de los análisis anteriores, que el flujo subsónico de Rayleigh en un ducto puede acelerarse hasta alcanzar una velocidad sónica (Ma = 1) por medio del calentamiento. ¿Qué pasa si se sigue calentando el fluido? ¿Continúa el fluido acelerándose a velocidades supersónicas? Un análisis de la línea de Rayleigh indica que el fluido en el estado crítico Ma = 1 no puede acelerarse hasta velocidades supersónicas por medio de calentamiento. Por lo tanto, el flujo queda *estrangulado*. Esto es análogo al hecho de no poder acelerar un fluido hasta alcanzar velocidades supersónicas en una tobera convergente, extendiendo simplemente la sección de flujo convergente. Si se continúa calentando el fluido, tan sólo se desplazará el estado crítico aguas abajo y se reducirá la velocidad del flujo debido a que la densidad del fluido en el estado crítico será menor. Por eso, para un estado de entrada determinado, el estado crítico correspondiente fija la máxima transferencia de calor posible para un flujo estable (Fig. 17-57). Esto es,

$$q_{\text{máx}} = h_0^* - h_{01} = c_p(T_0^* - T_{01}) \quad \textbf{(17-68)}$$

Una mayor transferencia de calor provoca estrangulamiento y, por lo tanto, que el estado a la entrada cambie (es decir, la velocidad a la entrada disminuirá), y el flujo ya no seguirá la misma línea de Rayleigh. El enfriamiento del flujo subsónico de Rayleigh reduce la velocidad, mientras el número de Mach se acercará a un valor cero a medida que la temperatura se aproxime al cero absoluto. Observe que la temperatura de estancamiento T_0 es máxima en el estado crítico de Ma = 1.

En los flujos supersónicos de Rayleigh, el calentamiento disminuye la velocidad del flujo. Un mayor calentamiento simplemente incrementa la temperatura y desplaza el estado crítico aguas abajo, lo que resulta en una reducción en el flujo másico del fluido. Podría parecer que el flujo supersónico de Rayleigh pudiera enfriarse indefinidamente, sin embargo, existe un límite. Tomando el límite de la ecuación 17-65 a medida que el número de Mach se aproxima a infinito, se obtiene

$$\text{Lím}_{\text{Ma}\to\infty}\frac{T_0}{T_0^*} = 1 - \frac{1}{k^2} \quad \textbf{(17-69)}$$

la cual da $T_0/T_0^* = 0.49$ para $k = 1.4$. Por lo tanto, si la temperatura crítica de estancamiento es 1 000 K, el aire no puede enfriarse por debajo de los 490 K en el flujo de Rayleigh. Físicamente, esto significa que la velocidad del flujo alcanza el infinito para cuando la temperatura alcance los 490 K —lo cual es imposible, en la realidad—. Cuando el flujo supersónico no pueda sostenerse, el flujo experimentará una onda de choque normal y se convertirá en un flujo subsónico.

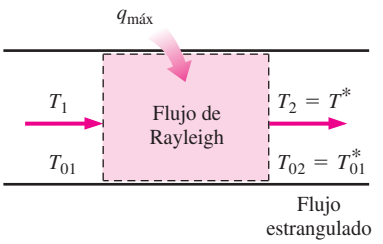


FIGURA 17-57

Para un determinado estado de entrada, la máxima transferencia de calor posible se presenta cuando se alcanzan las condiciones sónicas en el estado de salida.

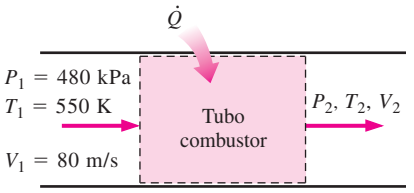


FIGURA 17-58

Esquema del tubo quemador de combustible estudiado en el ejemplo 17-15.

EJEMPLO 17-15 Flujo de Rayleigh en un quemador de combustible tubular

Una cámara de combustión consiste de quemadores tubulares de 15 cm de diámetro. Cierta cantidad de aire comprimido ingresa a los tubos a 550 K, 480 kPa y 80 m/s (Fig. 17-58). Al aire se le inyecta combustible con un poder calorífico de 42 000 kJ/kg, y se quema con una relación de masa aire-combustible de 40. Aproximando la combustión a un proceso de transferencia de calor hacia el aire, determine la temperatura, la presión, la velocidad y el número de Mach a la salida de la cámara de combustión.

Solución En una cámara de combustión tubular se quema combustible con aire comprimido. Se desea determinar la temperatura, la presión, la velocidad y el número de Mach a la salida.

Suposiciones **1** Las suposiciones asociadas con el flujo de Rayleigh (es decir, el flujo estable unidimensional de un gas ideal con propiedades constantes a través de la sección transversal de un ducto con efectos insignificantes de fricción) son válidas. **2** La combustión es completa y se trata de un proceso de transferencia de calor, sin ningún cambio en la composición química del flujo. **3** Se descarta el aumento en el flujo másico debido a la inyección de combustible.

Propiedades Las propiedades del aire se consideran las siguientes: $k = 1.4$, $c_p = 1.005$ kJ/kg · K, y $R = 0.287$ kJ/kg · K (tabla A-2*a*).

Análisis La densidad y el flujo másico a la entrada del aire son

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{480 \text{ kPa}}{(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(550 \text{ K})} = 3.041 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = \rho_1 A_1 V_1 = (3.041 \text{ kg/m}^3)[\pi(0.15 \text{ m})^2/4](80 \text{ m/s}) = 4.299 \text{ kg/s}$$

El flujo másico del combustible y la velocidad de transferencia de calor son

$$\dot{m}_{\text{combustible}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}}}{\text{AF}} = \frac{4.299 \text{ kg/s}}{40} = 0.1075 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{combustible}} \text{ HV} = (0.1075 \text{ kg/s})(42\,000 \text{ kJ/kg}) = 4515 \text{ kW}$$

$$q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{\text{aire}}} = \frac{4\,515 \text{ kJ/s}}{4.299 \text{ kg/s}} = 1\,050 \text{ kJ/kg}$$

La temperatura de estancamiento y el número de Mach a la entrada son

$$T_{01} = T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p} = 550 \text{ K} + \frac{(80 \text{ m/s})^2}{2(1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})}\left(\frac{1 \text{ kJ/kg}}{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}\right) = 553.2 \text{ K}$$

$$c_1 = \sqrt{kRT_1} = \sqrt{(1.4)(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(550 \text{ K})\left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)} = 470.1 \text{ m/s}$$

$$\text{Ma}_1 = \frac{V_1}{c_1} = \frac{80 \text{ m/s}}{470.1 \text{ m/s}} = 0.1702$$

La temperatura de estancamiento de salida es, a partir de la ecuación de energía $q = c_p(T_{02} - T_{01})$,

$$T_{02} = T_{01} + \frac{q}{c_p} = 553.2 \text{ K} + \frac{1\,050 \text{ kJ/kg}}{1.005 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}} = 1\,598 \text{ K}$$

El valor máximo de la temperatura de estancamiento T_0^* ocurre en Ma = 1 y su valor puede determinarse a partir de la tabla A-34 o de la ecuación 17-65. Para $\text{Ma}_1 = 0.1702$, se puede leer el valor de $T_0/T_0^* = 0.1291$. Por ende,

$$T_0^* = \frac{T_{01}}{0.1291} = \frac{553.2\ \text{K}}{0.1291} = 4\,285\ \text{K}$$

A partir de la tabla A-34, la relación de la temperatura de estancamiento en el estado de salida y el número de Mach correspondiente al mismo son:

$$\frac{T_{02}}{T_0^*} = \frac{1\,598\ \text{K}}{4\,285\ \text{K}} = 0.3729 \rightarrow \text{Ma}_2 = \mathbf{0.3142}$$

Las relaciones de flujo de Rayleigh correspondientes a los números de Mach a la entrada y a la salida son (tabla A-34):

$$\text{Ma}_1 = 0.1702: \quad \frac{T_1}{T^*} = 0.1541 \qquad \frac{P_1}{P^*} = 2.3065 \qquad \frac{V_1}{V^*} = 0.0668$$

$$\text{Ma}_2 = 0.3142: \quad \frac{T_2}{T^*} = 0.4389 \qquad \frac{P_2}{P^*} = 2.1086 \qquad \frac{V_2}{V^*} = 0.2082$$

Después se determinan la temperatura, la presión y la velocidad de salida como

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_2/T^*}{T_1/T^*} = \frac{0.4389}{0.1541} = 2.848 \rightarrow T_2 = 2.848T_1 = 2.848(550\ \text{K}) = \mathbf{1\,566\ K}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2/P^*}{P_1/P^*} = \frac{2.1086}{2.3065} = 0.9142 \rightarrow P_2 = 0.9142P_1 = 0.9142(480\ \text{kPa}) = \mathbf{439\ kPa}$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_2/V^*}{V_1/V^*} = \frac{0.2082}{0.0668} = 3.117 \rightarrow V_2 = 3.117V_1 = 3.117(80\ \text{m/s}) = \mathbf{249\ m/s}$$

Explicación Observe que, como se esperaba, la temperatura y la velocidad aumentan mientras que la presión disminuye durante este flujo subsónico de Rayleigh con calentamiento. Este problema también puede resolverse utilizando las relaciones apropiadas en lugar de valores tabulados, los cuales, de forma similar, pueden codificarse a fin de obtener soluciones convenientes por medio de la computadora.

17-7 ▪ TOBERAS DE VAPOR

En el capítulo 3 se vio que el comportamiento del vapor de agua a presiones moderadas o altas se desvía significativamente con respecto al de un gas ideal y, por consiguiente, la mayor parte de las relaciones que se desarrollaron en este capítulo no se aplican al flujo de vapor a través de toberas o pasajes de los álabes que se encuentran en las turbinas de vapor. Dado que las propiedades del vapor tales como la entalpía son funciones de la presión así como de la temperatura, y ya que no existen relaciones simples entre las propiedades, el análisis preciso del flujo de vapor a través de toberas no resulta algo sencillo. A menudo se vuelve necesaria la utilización de tablas de vapor, del diagrama *h-s,* o de un programa de computadora para efectuar el cálculo de las propiedades del vapor.

Una complicación adicional en la expansión de vapor a través de toberas ocurre a medida que el vapor se expande en la región de saturación, según se ilustra en la figura 17-59. Conforme el vapor se expande a través de la tobera,

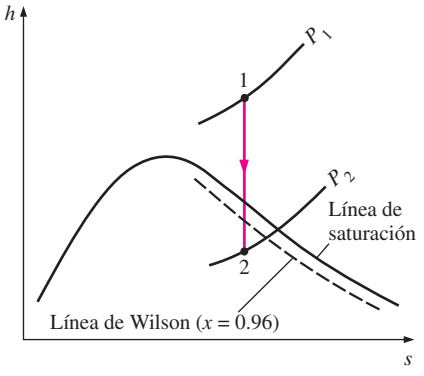


FIGURA 17-59

Diagrama *h-s* para la expansión isentrópica del vapor en una tobera.

su presión y temperatura disminuyen, y normalmente uno esperaría que el vapor empezara a condensarse en el momento que tocara la línea de saturación. Sin embargo, esto no siempre sucede. Debido a las velocidades tan elevadas, el tiempo de permanencia del vapor en la tobera es corto, y es probable que no exista suficiente tiempo para que se presente la transferencia de calor necesaria y la formación de gotas de agua. En consecuencia, la condensación del vapor puede retrasarse por unos instantes. Este fenómeno se conoce como **sobresaturación** y el vapor que se encuentra en la región húmeda sin contener ningún líquido se llama **vapor sobresaturado**. Los estados de sobresaturación son estados inestables (o metaestables).

Durante el proceso de expansión, el vapor alcanza una temperatura más baja de la que se requiere normalmente para que pueda comenzar el proceso de condensación. Una vez que la temperatura desciende suficientemente por debajo de la temperatura de saturación que corresponde a la presión local, se forman grupos de gotas de vapor húmedo de tamaño suficiente y la condensación ocurre de manera rápida. El lugar geométrico de los puntos donde se lleva a cabo la condensación, sin considerar la temperatura y presión iniciales a la entrada de la tobera, se denomina **línea de Wilson**. Esta línea está ubicada entre las curvas de 4 y 5por ciento de humedad en la región de saturación del diagrama de vapor *h-s,* y a menudo se aproxima a la línea de 4 por ciento de humedad. Por lo tanto, se enuncia la suposición de que el vapor que fluye a través de una tobera de alta velocidad comienza a condensarse cuando se cruza la línea del 4 por ciento de humedad.

La relación de presión crítica P^*/P_0 para el vapor depende del estado a la entrada de la tobera, así como de si el vapor está sobrecalentado o saturado a la entrada de la tobera. Sin embargo, la relación de gas ideal para el cociente de presiones críticas, la ecuación 17-22 proporciona razonablemente buenos resultados en un amplio rango de estados a la entrada. Tal como se indica en la tabla 17-2, la relación de calores específicos del vapor sobrecalentado es de aproximadamente $k = 1.3$. Entonces, la relación de presiones críticas se convierte en

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} = 0.546$$

Cuando ingresa vapor a la tobera como vapor saturado en lugar de vapor sobrecalentado (algo que sucede muy a menudo en las etapas iniciales de una turbina de vapor), la relación de presión crítica es de 0.576, la cual corresponde a una relación de calores específicos de $k = 1.14$.

EJEMPLO 17-16 Flujo de vapor a través de una tobera convergente-divergente

En una tobera convergente-divergente se introduce vapor a 2 MPa y 400°C, con una velocidad insignificante y un flujo másico de 2.5 kg/s, en tanto sale de ahí a una presión de 300 kPa. El flujo es isentrópico entre la entrada de la tobera y la garganta, y la eficiencia global de la tobera es de 93%. Determine *a*) las áreas de la garganta y de la salida y *b*) el número de Mach en la garganta y en la salida de la tobera.

Solución El vapor entra a una tobera convergente-divergente con una velocidad baja. Se desea determinar las áreas de la garganta y la salida, así como el número de Mach.

Suposiciones **1** El flujo a través de la tobera es unidimensional. **2** El flujo entre la entrada y la garganta es isentrópico y es adiabático e irreversible entre la garganta y la salida. **3** La velocidad de entrada es insignificante.

Análisis Se designan los estados de entrada, de la garganta y de la salida con un 1, *t* y 2, respectivamente, según se muestra en la figura 17-60.

a) Puesto que la velocidad de entrada es insignificante, los estados de estancamiento estático y a la entrada son idénticos. La relación de la presión de estancamiento de salida entre la presión de entrada es

$$\frac{P_2}{P_{01}} = \frac{300 \text{ kPa}}{2\,000 \text{ kPa}} = 0.15$$

Ésta resulta mucho más pequeña que la relación de presión crítica, la cual es $P^*/P_{01} = 0.546$ porque el vapor está sobrecalentado en la entrada de la tobera. En consecuencia, el flujo seguramente es supersónico a la salida. Entonces, la velocidad en la garganta es la velocidad sónica y la presión en la garganta es

$$P_t = 0.546P_{01} = (0.546)(2 \text{ MPa}) = 1.09 \text{ MPa}$$

A la entrada,

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= P_{01} = 2 \text{ MPa} \\ T_1 &= T_{01} = 400^\circ\text{C} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_1 &= h_{01} = 3\,248.4 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= s_t = s_{2s} = 7.1292 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

Asimismo, en la garganta,

$$\left.\begin{aligned} P_t &= 1.09 \text{ MPa} \\ s_t &= 7.1292 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} h_t &= 3\,076.8 \text{ kJ/kg} \\ v_t &= 0.24196 \text{ m}^3\text{/kg} \end{aligned}$$

Después, la velocidad en la garganta se determina por medio de la ecuación 17-3 como

$$V_t = \sqrt{2(h_{01} - h_t)} = \sqrt{[2(3\,248.4 - 3\,076.8) \text{ kJ/kg}]\left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)} = 585.8 \text{ m/s}$$

El área de flujo en la garganta se determina a partir de la relación del flujo másico:

$$A_t = \frac{\dot{m}v_t}{V_t} = \frac{(2.5 \text{ kg/s})(0.2420 \text{ m}^3\text{/kg})}{585.8 \text{ m/s}} = 10.33 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \mathbf{10.33 \text{ cm}^2}$$

En el estado 2*s*,

$$\left.\begin{aligned} P_{2s} &= P_2 = 300 \text{ kPa} \\ s_{2s} &= s_1 = 7.1292 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}\right\} \quad h_{2s} = 2\,783.6 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del vapor en el estado de salida real es (véase Cap. 7)

$$\eta_N = \frac{h_{01} - h_2}{h_{01} - h_{2s}}$$

$$0.93 = \frac{3\,248.4 - h_2}{3\,248.4 - 2\,783.6} \longrightarrow h_2 = 2\,816.1 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto,

$$\left.\begin{aligned} P_2 &= 300 \text{ kPa} \\ h_2 &= 2\,816.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}\right\} \quad \begin{aligned} v_2 &= 0.67723 \text{ m}^3\text{/kg} \\ s_2 &= 7.2019 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

Entonces, la velocidad de salida y el área de salida son

$$V_2 = \sqrt{2(h_{01} - h_2)} = \sqrt{[2(3\,248.4 - 2\,816.1) \text{ kJ/kg}]\left(\frac{1\,000 \text{ m}^2/\text{s}^2}{1 \text{ kJ/kg}}\right)} = 929.8 \text{ m/s}$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}v_2}{V_2} = \frac{(2.5 \text{ kg/s})(0.67723 \text{ m}^3\text{/kg})}{929.8 \text{ m/s}} = 18.21 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \mathbf{18.21 \text{ cm}^2}$$

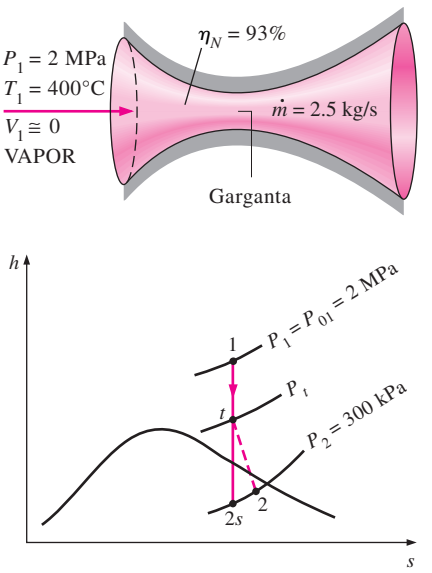


FIGURA 17-60
Esquema y diagrama *h*-*s* para el ejemplo 17-16.

b) La velocidad del sonido y los números de Mach en la garganta y en la salida de la tobera se definen al reemplazar las cantidades diferenciales por diferencias,

$$c = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s^{1/2} \cong \left[\frac{\Delta P}{\Delta (1/v)}\right]_s^{1/2}$$

La velocidad del sonido en la garganta se determina evaluando el volumen específico en $s_t = 7.1292$ kJ/kg · K y a presiones de 1.115 y 1.065 MPa ($P_t \pm 25$ kPa):

$$c = \sqrt{\frac{(1\,115 - 1\,065)\text{ kPa}}{(1/0.23776 - 1/0.24633)\text{ kg/m}^3}\left(\frac{1\,000\text{ m}^2/\text{s}^2}{1\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}}\right)} = 584.6\text{ m/s}$$

El número de Mach en la garganta se determina a partir de la ecuación 17-12 como sigue:

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{585.8\text{ m/s}}{584.6\text{ m/s}} = \mathbf{1.002}$$

Por lo tanto, como era de esperarse, el flujo en la garganta es sónico. La ligera desviación del número de Mach de la unidad se debe a la sustitución de las derivadas por diferencias.

La velocidad del sonido y el número de Mach a la salida de la tobera se determinan evaluando el volumen específico en $s_2 = 7.2019$ kJ/kg · K y a las presiones de 325 y 275 kPa ($P_2 \pm 25$ kPa):

$$c = \sqrt{\frac{(325 - 275)\text{ kPa}}{(1/0.63596 - 1/0.72245)\text{ kg/m}^3}\left(\frac{1\,000\text{ m}^2/\text{s}^2}{1\text{ kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}}\right)} = 515.4\text{ m/s}$$

y

$$\text{Ma} = \frac{V}{c} = \frac{929.8\text{ m/s}}{515.4\text{ m/s}} = \mathbf{1.804}$$

De este modo, el flujo de vapor a la salida de la tobera es supersónico.

RESUMEN

En este capítulo se examinan los efectos de la compresibilidad en los flujos de gases. Cuando se manejan flujos compresibles, resulta conveniente combinar la entalpía y la energía cinética del fluido en un solo término llamado *entalpía de estancamiento* (o *entalpía total*), h_0, definida como

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2}$$

A las propiedades de un fluido en estado de estancamiento se les conoce como *propiedades de estancamiento* y están indicadas por el subíndice cero. La *temperatura de estancamiento* de un gas ideal con calores específicos constantes es

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2c_p}$$

la cual representa la temperatura que un gas ideal tendría si fuera llevado al reposo adiabáticamente. Las propiedades de estancamiento de un gas ideal están relacionadas con las propiedades estáticas del fluido por medio de

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{k/(k-1)} \quad \text{y} \quad \frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(k-1)}$$

La velocidad a la que una onda de presión infinitamente pequeña viaja a través de un medio es la *velocidad del sonido*. Para un gas ideal se expresa como

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s} = \sqrt{kRT}$$

El *número de Mach* es la relación de la velocidad real del fluido y la velocidad del sonido en el mismo estado:

$$\text{Ma} = \frac{V}{c}$$

A un flujo se le llama *sónico* cuando Ma = 1, *subsónico* cuando Ma < 1, *supersónico* cuando Ma > 1, *hipersónico* cuando Ma $\gg$ 1 y *transónico* cuando Ma $\cong$ 1.

A las toberas cuya área de flujo disminuye en la dirección del flujo se les denomina *toberas convergentes*. Las toberas cuya área de flujo disminuye primero y después aumenta se llaman *toberas convergentes-divergentes*. La ubicación del área de flujo más pequeña de una tobera se llama *garganta*. La velocidad más alta a la que un fluido puede ser acelerado en una tobera convergente es la velocidad sónica. Es posible acelerar un fluido a velocidades supersónicas solamente en toberas convergentes-divergentes. En todas las toberas convergentes-divergentes, la velocidad del flujo en la garganta es la velocidad del sonido.

Las relaciones de las propiedades de estancamiento entre las propiedades estáticas para los gases ideales con calores específicos constantes, puede expresarse en términos del número de Mach como

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2$$

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{k/(k-1)}$$

y

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)\text{Ma}^2\right]^{1/(k-1)}$$

Cuando Ma = 1, las relaciones de las propiedades estáticas entre las de estancamiento resultantes para la temperatura, la presión y la densidad se denominan *relaciones críticas* y se representan mediante un asterisco superíndice:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \qquad \frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$$

y

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)}$$

La presión fuera del plano de salida de una tobera se llama *contrapresión*. Para todas las contrapresiones menores a P^*, la presión en el plano de salida de la tobera convergente es igual a P^*, el número de Mach en el plano de salida es la unidad, y el flujo másico es la tasa de flujo máximo (o estrangulado).

En algún rango de la presión inversa, el fluido que alcanza una velocidad sónica en la garganta de una tobera convergente-divergente, y se acelera a velocidades supersónicas en la sección divergente, experimenta un *choque normal*, mismo que provoca un incremento repentino en la presión y en la temperatura, además de una caída repentina de la velocidad a niveles subsónicos. El flujo a través del choque resulta altamente irreversible y, por lo tanto, no puede aproximarse a un flujo isentrópico. Las propiedades de un gas ideal con calores específicos constantes antes (subíndice 1) y después (subíndice 2) del choque, están relacionados por

$$T_{01} = T_{02} \qquad \text{Ma}_2 = \sqrt{\frac{(k-1)\text{Ma}_1^2 + 2}{2k\text{Ma}_1^2 - k + 1}}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{2 + \text{Ma}_1^2(k-1)}{2 + \text{Ma}_2^2(k-1)}$$

y

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\text{Ma}_1^2}{1 + k\text{Ma}_2^2} = \frac{2k\text{Ma}_1^2 - k + 1}{k+1}$$

Estas ecuaciones también son válidas a través de un choque oblicuo, siempre y cuando se utilicen las componentes del número de Mach *normales* al choque oblicuo en lugar del número de Mach.

El flujo unidimensional estable de un gas ideal con calores específicos constantes a través de un ducto de área constante, con transferencia de calor y una fricción insignificante, se define como *flujo de Rayleigh*. Las relaciones de las propiedades y las curvas para el flujo de Rayleigh están dadas en la tabla A-34. La transferencia de calor durante el flujo de Rayleigh puede determinarse a partir de la ecuación

$$q = c_p(T_{02} - T_{01}) = c_p(T_2 - T_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

REFERENCIAS Y LECTURAS RECOMENDADAS

1. J. D. Anderson, *Modern Compressible Flow with Historical Perspective*, 3a. edición, Nueva York, McGraw-Hill, 2003.
2. Y. A. Çengel y J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*, Nueva York, McGraw-Hill, 2006.
3. H. Cohen, G. F. C. Rogers y H. I. H. Saravanamuttoo, *Gas Turbine Theory*, 3a. edición, Nueva York, Wiley, 1987.
4. W. J. Devenport, Compressible Aerodynamic Calculator, http://www.aoe.vt.edu/~devenpor/aoe3114/calc.html.
5. R. W. Fox y A. T. McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*, 5a. edición, Nueva York, Wiley, 1999.
6. H. Liepmann y A. Roshko, *Elements of Gas Dynamics*, Nueva York, Dover Publications, 2001.
7. C. E. Mackey (Oficial responsable y guardián de NACA), *Equations, Tables and Charts for Compresible Flow*, Reporte NACA 1135, http://naca.larc.nasa.gov/reports/1953/naca-report-1135/.
8. A. H. Shapiro, *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, vol. 1, Nueva York, Ronald Press Company, 1953.
9. P. A. Thompson, *Compressible-Fluid Dynamics*, Nueva York, McGraw-Hill, 1972.
10. United Technologies Corporation, *The Aircraft Gas Turbine and Its Operation*, 1982.
11. Van Dyke, 1982.
12. F. M. White, *Fluid Mechanics*, 5a. edición, Nueva York, McGraw-Hill, 2003.

PROBLEMAS*

Problemas de estancamiento

17-1C Un avión de alta velocidad está volando en aire quieto. ¿Cómo diferirá la temperatura del aire en la nariz del avión respecto a la temperatura del aire que está a una determinada distancia del avión?

17-2C ¿Cómo y por qué se define la entalpía de estancamiento como h_0? ¿En qué difiere de la entalpía ordinaria (estática)?

17-3C ¿Qué es la temperatura dinámica?

17-4C En aplicaciones de aire acondicionado, la temperatura del aire se mide insertando una sonda en la corriente del flujo. Por lo tanto, la sonda en realidad mide la temperatura de estancamiento. ¿Acaso esto genera un error significativo?

17-5 Determine la temperatura y la presión de estancamiento del aire que está fluyendo a 44 kPa, 245.9 K y 470 m/s. *Respuestas:* 355.8 K, 160.3 kPa

17-6 Aire a 300 K está fluyendo en un ducto a una velocidad de *a*) 1, *b*) 10, *c*) 100 y *d*) 1 000 m/s. Determine la temperatura que una sonda estacionaria insertada en el ducto medirá en cada caso.

17-7 Calcule la temperatura y la presión de estancamiento para las sustancias siguientes que fluyen a través de un ducto: *a*) helio a 0.25 MPa, 50°C y 240 m/s; *b*) nitrógeno a 0.15 MPa, 50°C y 300 m/s, y *c*) vapor a 0.1 MPa, 350°C y 480 m/s.

17-8 Aire entra a un compresor con una presión de estancamiento de 100 kPa y una temperatura de estancamiento de 27°C y se comprime a una presión de estancamiento de 900 kPa. Suponiendo que el proceso de compresión es isentrópico, determine la potencia de entrada al compresor para un flujo másico de 0.02 kg/s. *Respuesta:* 5.27 kW

17-9E Vapor fluye a través de un dispositivo con una presión de estancamiento de 120 psia, una temperatura de estancamiento de 700°F y a una velocidad de 900 pies/s. Suponiendo un comportamiento de gas ideal, determine la temperatura y la presión estática del vapor en este estado.

17-10 A una turbina de gas ingresan productos de combustión con una presión de estancamiento de 1.0 MPa y una temperatura de estancamiento de 750°C, que se expanden a una presión de estancamiento de 100 kPa. Considerando $k = 1.33$ y $R = 0.287$ kJ/kg · K para los productos de combustión, y suponiendo que el proceso de expansión es isentrópico, determine la potencia de salida de la turbina por unidad de flujo másico.

17-11 A través de un dispositivo, fluye aire de tal manera que la presión de estancamiento es de 0.6 MPa, la temperatura de estancamiento es de 400°C, y la velocidad es de 570 m/s. Determine la temperatura y la presión estática del aire en este estado. *Respuesta s:* 518.6 K, 0.23 MPa

Velocidad del sonido y número de Mach

17-12C ¿Qué es el sonido? ¿Cómo se genera? ¿De qué forma viaja? ¿Pueden las ondas sonoras viajar en el vacío?

17-13C ¿Es realista suponer que la propagación de ondas sonoras es un proceso isentrópico? Explique.

17-14C ¿Es la velocidad del sonido en un medio específico una cantidad fija, o acaso cambia a medida que las propiedades del medio se modifican? Explique.

17-15C ¿En qué medio una onda sonora viaja más rápido: en aire frío o en aire caliente?

17-16C ¿En qué medio viajará el sonido más rápido a una determinada temperatura: aire, helio o argón?

17-17C ¿En qué medio una onda sonora viajará más rápido: en aire a 20°C y 1 atm, o en aire a 20°C y 5 atm?

17-18C ¿El número de Mach de un gas fluyendo a una velocidad constante permanece también constante? Explique.

17-19 Determine la velocidad del sonido en el aire a *a*) 300 K y *b*) 1 000 K. Asimismo, determine el número de Mach de un avión que se desplaza en el aire a una velocidad de 280 m/s en ambos casos.

17-20 A una tobera adiabática ingresa dióxido de carbono a 1 200 K con una velocidad de 50 m/s, y la abandona a 400 K. Suponiendo calores específicos constantes a temperatura ambiente, determine el número de Mach *a*) a la entrada y *b*) a la salida de la tobera. Analice la exactitud de la suposición de calor específico constante. *Respuestas: a*) 0.0925, *b*) 3.73

17-21 En un intercambiador de calor de flujo estable se introduce nitrógeno a 150 kPa, 10°C y 100 m/s, mientras recibe una cantidad de calor de 120 kJ/kg conforme fluye a través de él. El nitrógeno abandona el intercambiador de calor a 100 kPa con una velocidad de 200 m/s. Determine el número de Mach del nitrógeno a la entrada y a la salida del intercambiador de calor.

17-22 Suponiendo un comportamiento de gas ideal, determine la velocidad del sonido en el refrigerante 134a a 0.1 MPa y 60°C.

17-23 El avión de pasajeros Airbus A-340 tiene un peso máximo de despegue de 260 000 kg aproximadamente, con una longitud de 64 m y una distancia entre las alas de 60 m; mantiene una velocidad máxima de crucero de 945 km/h, una capacidad de asientos para 271 pasajeros, una altitud máxima de crucero de 14 000 m y un alcance máximo de 12 000 km. La temperatura del aire a la altitud de crucero es de –60°C aproximadamente. Determine el número de Mach de este avión para las condiciones límites establecidas.

---

*Los problemas marcados con "C" son preguntas de concepto y se exhorta a los estudiantes a contestarlas todas. Los problemas marcados con una "E" están en unidades inglesas, y quienes utilizan el sistema SI pueden ignorarlos. Los problemas con un ícono de CD-EES se resuelven por medio del software EES, mientras que las soluciones completas junto con los estudios paramétricos se incluyen en el DVD anexo. Los problemas con el ícono son de comprensión y se requiere una computadora para resolverlos, de preferencia con el software EES anexo.

17-24E A través de un dispositivo fluye vapor bajo una presión de 120 psia, con una temperatura de 700°F y una velocidad de 900 pies/s. Determine el número de Mach del vapor en tal estado suponiendo un comportamiento de gas ideal con $k = 1.3$. *Respuesta:* 0.441

17-25E Reconsidere el problema 17-24E. Usando el software EES (u otro) compare el número de Mach del flujo de vapor en el rango de temperatura de 350 a 700°F. Grafique el número de Mach en función de la temperatura.

17-26 El proceso isentrópico de un gas ideal se expresa como Pv^k = constante. Utilizando esta ecuación de proceso y la definición de la velocidad del sonido (Ec. 17-9), obtenga la expresión para la velocidad del sonido de un gas ideal (Ec. 17-11).

17-27 El aire se expande isentrópicamente de 1.5 MPa y 60°C hasta 0.4 MPa. Calcule la relación de la velocidad inicial y final del sonido. *Respuesta:* 1.21

17-28 Repita el problema 17-27 para el gas helio.

17-29E El aire se expande isentrópicamente de 170 psia y 200°F hasta 60 psia. Calcule la relación de la velocidad inicial y final del sonido. *Respuesta:* 1.16

Flujo isentrópico unidimensional

17-30C Considere una tobera convergente con velocidad sónica en el plano de salida. Ahora, el área de salida de la tobera se reduce mientras que las condiciones a la entrada de la tobera permanecen constantes. ¿Qué ocurrirá con *a*) la velocidad de salida y *b*) el flujo másico a través de la tobera?

17-31C Un gas inicialmente a velocidad supersónica ingresa a un ducto convergente adiabático. Analice de qué manera esto afecta *a*) la velocidad, *b*) la temperatura, *c*) la presión y *d*) la densidad del fluido.

17-32C Un gas inicialmente a velocidad supersónica ingresa a un ducto divergente adiabático. Analice de qué manera esto afecta *a*) la velocidad, *b*) la temperatura, *c*) la presión y *d*) la densidad del fluido.

17-33C Un gas inicialmente a velocidad subsónica ingresa a un ducto convergente adiabático. Analice de qué manera esto afecta *a*) la velocidad, *b*) la temperatura, *c*) la presión y *d*) la densidad del fluido.

17-34C Un gas inicialmente a velocidad subsónica ingresa a un ducto divergente adiabático. Analice de qué manera esto afecta *a*) la velocidad, *b*) la temperatura, *c*) la presión y *d*) la densidad del fluido.

17-35C Un gas a una presión y temperatura de estancamiento específicas es acelerado hasta Ma = 2 en una tobera convergente-diveregente, y hasta Ma = 3 en otra tobera. ¿Qué puede decir respecto a las presiones en las gargantas de estas dos toberas?

17-36C ¿Es posible acelerar un gas a una velocidad supersónica en una tobera convergente?

17-37 A una tobera convergente-divergente ingresa aire a una presión de 1.2 MPa con una velocidad insignificante. ¿Cuál es la presión mínima que puede obtenerse en la garganta de la tobera? *Respuesta:* 634 kPa

17-38 A una tobera convergente-divergente ingresa helio a 0.7 MPa, 800 K y 100 m/s. ¿Cuáles son la temperatura y la presión mínimas que pueden obtenerse en la garganta de la tobera?

17-39 Calcule la temperatura, presión y densidad críticas de: *a*) el aire a 200 kPa, 100°C y 250 m/s y *b*) el helio a 200 kPa, 40°C y 300 m/s.

17-40 Dióxido de carbono en reposo a 600 kPa y 400 K se acelera isentrópicamente hasta un número de Mach de 0.5. Determine la temperatura y la presión del dióxido de carbono después de la aceleración. *Respuestas:* 388 K, 514 kPa

17-41 A través de un ducto fluye aire a 200 kPa, 100°C y con un número de Mach Ma = 0.8. Encuentre la velocidad y la presión de estancamiento, así como la temperatura y densidad del aire.

17-42 Reconsidere el problema 17-41. Utilizando el software EES (u otro) estudie el efecto que tienen los números de Mach en el rango de 0.1 a 2 sobre la velocidad, sobre la presión de estancamiento, la temperatura y la densidad del aire. Grafique cada uno de estos parámetros en función del número de Mach.

17-43E A través de un ducto fluye aire a 30 psia, 212°F y con un número de Mach Ma = 0.8. Calcule la velocidad y la presión de estancamiento, así como la temperatura y la densidad del aire. *Respuestas:* 1 016 ft/s, 45.7 psia, 758 R, 0.163 lbm/ft^3

17-44 Un avión se diseña para volar a un número de Mach, Ma = 1.2, a 8 000 m donde la temperatura atmosférica es de 236.15 K. Determine la temperatura de estancamiento del borde frontal del ala.

Flujo isentrópico a través de las toberas

17-45C Considere un flujo subsónico en una tobera convergente con condiciones fijas a la entrada. ¿Cuál es el efecto de reducir la contrapresión hasta la presión crítica sobre *a*) la velocidad de salida, *b*) la presión de salida y *c*) el flujo másico a través de la tobera?

17-46C Considere un flujo subsónico en una tobera convergente con unas condiciones específicas a la entrada de la tobera y bajo una presión crítica a la salida de la misma. ¿Cuál será el efecto de reducir la contrapresión hasta muy por abajo de la presión crítica sobre *a*) la velocidad de salida, *b*) la presión de salida y *c*) el flujo másico a través de la tobera?

17-47C Considere una tobera convergente y otra convergente-divergente, ambas con la misma área de garganta. Bajo condiciones idénticas de entrada, ¿cómo compararía los flujos másicos a través de estas dos toberas?

17-48C Considere un flujo de gas a través de una tobera convergente en condiciones de entrada específicas. Se sabe que la velocidad máxima que el fluido puede tener a la salida de la tobera es la velocidad sónica, en cuyo punto el flujo másico a través de la tobera es máximo. Si fuera posible alcanzar

velocidades hipersónicas a la salida de la tobera, ¿cómo afectarían dichas velocidades al flujo másico a través de la tobera?

17-49C ¿Cómo difiere el parámetro Ma* del número de Mach Ma?

17-50C ¿Qué pasaría si intentáramos desacelerar un fluido supersónico con un difusor divergente?

17-51C ¿Qué pasaría si tratáramos de acelerar más un fluido supersónico con un difusor divergente?

17-52C Considere el flujo isentrópico de un fluido a través de una tobera convergente-divergente a una velocidad subsónica en la garganta. ¿Cómo afectaría la sección divergente a *a*) la velocidad, *b*) la presión y *c*) el flujo másico del fluido?

17-53C ¿Es posible acelerar un fluido hasta velocidades supersónicas con una velocidad distinta a la velocidad sónica que hay en la garganta? Explique.

17-54 Explique por qué el flujo máximo por unidad de área de un determinado gas depende solamente de $P_0/\sqrt{T_0}$. Para un gas ideal con $k = 1.4$ y $R = 0.287$ kJ/kg · K, encuentre la constante a tal que $\dot{m}/A^* = aP_0/\sqrt{T_0}$.

17-55 Para un gas ideal, obtenga una expresión para la relación de la velocidad del sonido donde Ma = 1 y la velocidad del sonido, con base en la temperatura de estancamiento c^*/c_0.

17-56 Un gas ideal fluye a través de un pasaje que primero converge y después diverge durante un proceso de flujo estable, reversible y adiabático. Para un flujo subsónico a la entrada, grafique la variación de la presión, la velocidad y el número de Mach a lo largo de toda la longitud de la tobera cuando el número de Mach en el área mínima de flujo sea igual a la unidad.

17-57 Repita el problema 17-56 para flujo supersónico a la entrada.

17-58 A una tobera ingresa aire a 0.2 MPa, 350 K y con una velocidad de 150 m/s. Suponiendo un flujo isentrópico, determine la presión y la temperatura del aire en el punto donde la velocidad del aire es igual a la del sonido. ¿Cuál es la relación del área en este punto y el área de entrada?
Respuestas: 0.118 MPa, 301 K, 0.629

17-59 Repita el problema 17-58 suponiendo que la velocidad de entrada es insignificante.

17-60E A una tobera ingresa aire a 30 psia, 630 R y con una velocidad de 450 pies/s. Suponiendo un flujo isentrópico, determine la presión y la temperatura del aire en el punto donde la velocidad del aire es igual a la velocidad del sonido. ¿Cuál es la relación entre el área en este punto y el área de la entrada? *Respuestas:* 17.4 psia, 539 R, 0.574

17-61 A una tobera convergente-divergente ingresa aire a 0.5 MPa con una velocidad insignificante. Suponiendo un flujo isentrópico, determine la contrapresión que resultará con un número de Mach de 1.8 a la salida. *Respuesta:* 0.087 MPa

17-62 A una tobera convergente-divergente ingresa nitrógeno a 700 kPa y 450 K, con una velocidad insignificante. Determine la velocidad crítica, la presión, la temperatura y la densidad en la tobera.

17-63 Un gas ideal con $k = 1.4$ está fluyendo a través de una tobera de tal forma que el número de Mach es 2.4 en el punto donde el área del flujo es de 25 cm^2. Suponiendo que el flujo es isentrópico, determine el área del flujo en el punto donde el número de Mach es 1.2.

17-64 Repita el problema 17-63 para un gas ideal con $k = 1.33$.

17-65 A una tobera convergente ingresa aire a 900 kPa y 400 K con una velocidad insignificante. El área de la garganta de la tobera es de 10 cm^2. Suponiendo que el flujo es isentrópico, calcule y grafique la presión de salida, la velocidad de salida y el flujo másico contra la contrapresión P_b para $0.9 \geq P_b \geq 0.1$ MPa.

17-66 Reconsidere el problema 17-65. Utilizando el software EES (u otro) resuelva el problema para las condiciones de entrada de 1 MPa y 1 000 K.

17-67E A una tobera convergente-divergente de un túnel de viento supersónico ingresa aire a 150 psia y 100°F con velocidad baja. El área del flujo de la sección de prueba es igual al área a la salida de la tobera, la cual es de 5 pies^2. Calcule la presión, la temperatura, la velocidad y el flujo másico en la sección de prueba para un número de Mach Ma = 2. Explique por qué el aire debe estar totalmente seco en esta aplicación. *Respuestas:* 19.1 psia, 311 R, 1 729 ft/s, 1 435 lbm/s

Ondas de choque y ondas expansivas

17-68C ¿Puede desarrollarse una onda de choque en la sección convergente de una tobera convergente-divergente? Explique.

17-69C ¿Qué representan los estados en las líneas de Fanno y de Rayleigh? ¿Qué representan los puntos de intersección de estas dos curvas?

17-70C ¿Puede el número de Mach de un fluido ser mayor a 1 después de una onda de choque? Explique.

17-71C ¿Cómo afecta el choque normal a: *a*) la velocidad del fluido, *b*) la temperatura estática, *c*) la temperatura de estancamiento, *d*) la presión estática y *e*) la presión de estancamiento?

17-72C ¿Cómo ocurren los choques oblicuos? ¿En qué difieren los choques oblicuos de los normales?

17-73C Para que se presente un choque oblicuo, ¿el flujo aguas arriba tiene que ser supersónico? ¿El flujo aguas abajo de un choque oblicuo debe ser subsónico?

17-74C Se dice que un choque oblicuo puede analizarse como uno normal siempre y cuando la componente normal de la velocidad (perpendicular a la superficie de choque) se utilice en dicho análisis. ¿Está de acuerdo con esta afirmación?

17-75C Considere un flujo de aire supersónico que se aproxima a la nariz de una cuña bidimensional y experimenta un choque oblicuo. ¿Bajo qué condiciones un choque oblicuo se separa de la nariz de la cuña y forma una onda arqueada? ¿Cuál es el valor numérico del ángulo de choque del choque separado en la nariz?

17-76C Considere un flujo supersónico incidiendo sobre la nariz redonda de un avión. ¿El choque oblicuo que se forma enfrente de la nariz será un choque adherido o separado? Explique.

17-77C ¿Son aplicables las relaciones isentrópicas de gases ideales a flujos a través de: *a*) ondas de choque normales, *b*) ondas de choque oblicuas y *c*) ondas expansivas Prandtl-Meyer?

17-78 Para un gas ideal que fluye a través de un choque normal, desarrolle una ecuación para V_2/V_1 en términos de k, Ma_1 y Ma_2.

17-79 A una tobera convergente-divergente de un túnel de viento supersónico ingresa aire a 1.5 MPa y 350 K, con una velocidad baja. Si una onda de choque normal se presenta en el plano de salida de la tobera con Ma = 2, determine: la presión, la temperatura, el número de Mach, la velocidad y la presión de estancamiento, después de la onda de choque. *Respuestas:* 0.863 MPa, 328 K, 0.577, 210 m/s, 1.081 MPa

17-80 A una tobera convergente-divergente ingresa aire a velocidad baja, con 2.0 MPa y 100°C. Si el área a la salida de la tobera es 3.5 veces el área de la garganta, ¿cómo debe ser la contrapresión para producir un choque normal en el plano de salida de la tobera? *Respuesta:* 0.661 MPa

17-81 ¿Cuál debe ser la contrapresión del problema 17-80 para que se presente un choque normal en un punto donde el área transversal es dos veces el área de la garganta?

17-82 El aire que fluye de modo estable en una tobera experimenta un choque normal a un número de Mach, Ma = 2.5. Si la presión y la temperatura del aire son 61.64 kPa y 262.15 K, respectivamente, aguas arriba del choque, calcule: la presión, la temperatura, la velocidad, el número de Mach y la presión de estancamiento aguas abajo del choque. Compare estos resultados con los del helio que experimente un choque normal en las mismas condiciones.

17-83 Calcule el cambio de entropía del aire a través de la onda de choque normal del problema 17-82.

17-84E El aire que fluye de manera estable en una tobera experimenta un choque normal a un número de Mach de Ma = 2.5. Si la presión y la temperatura del aire son de 10.0 psia y 440.5 R, respectivamente, aguas arriba del choque, calcule: la presión, la temperatura, la velocidad, el número de Mach y la presión de estancamiento aguas abajo del choque. Compare estos resultados con los del helio que experimenta un choque normal en las mismas condiciones.

17-85E Reconsidere el problema 17-84E. Utilizando el software EES (u otro) estudie los efectos del aire y el helio fluyendo de manera estable en una tobera cuando se presenta un choque normal a un número de Mach en el rango de $2 < Ma_1 < 3.5$. Además de la información requerida, calcule el cambio de entropía del aire y del helio en el choque normal. Tabule los resultados en una tabla paramétrica.

17-86 En un choque normal entra aire a 22.6 kPa, 217 K y 680 m/s. Calcule la presión de estancamiento y el número de Mach aguas arriba del choque, así como la presión, la temperatura, la velocidad, el número de Mach y la presión de estancamiento aguas abajo del choque.

17-87 Calcule el cambio de entropía del aire a través de la onda de choque normal del problema 17-86. *Respuesta:* 0.155 kJ/kg · K

17-88 Utilizando el software EES (u otro) calcule y grafique el cambio de entropía del aire a través del choque normal para números de Mach aguas arriba entre 0.5 y 1.5 en incrementos de 0.1. Explique por qué las ondas de choque normales solamente pueden ocurrir para números de Mach aguas arriba mayores a Ma = 1.

17-89 Considere un flujo de aire supersónico que se aproxima a la nariz de una cuña bidimensional a un número de Mach de 5. Utilizando la figura 17-41, determine el ángulo mínimo de choque y el ángulo máximo de deflexión que puede tener un choque oblicuo recto.

17-90 El aire fluye a 60 kPa, 240 K y un número de Mach de 3.4 e incide sobre una cuña bidimensional de ángulo medio igual a 12°. Determine los dos ángulos de choque oblicuo posibles, $\beta_{débil}$ y β_{fuerte} que puede haber formado la cuña. En cada caso, calcule la presión, la temperatura y el número de Mach aguas abajo del choque oblicuo.

17-91 Considere un flujo supersónico de aire en condiciones aguas arriba de 70 kPa y 260 K, con un número de Mach de 2.4 sobre una cuña bidimensional de ángulo medio igual a 10°. Si el eje de la cuña está inclinado 25° respecto al flujo de aire aguas arriba, determine el número de Mach aguas abajo, la presión y la temperatura sobre la cuña. *Respuestas:* 3.105, 23.8 kPa, 191 K

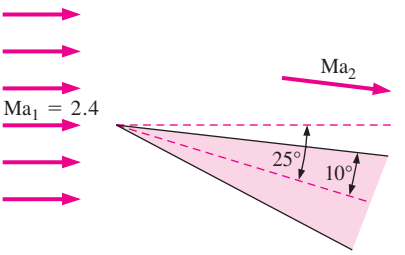


FIGURA P17-91

17-92 Reconsidere el problema 17-91. Determine el número de Mach aguas abajo, la presión y la temperatura debajo de la cuña para un choque oblicuo fuerte en el caso de un número de Mach aguas arriba de 5.

17-93E Aire a 8 psia, 20°F y con un número de Mach de 2.0 se fuerza a girar hacia arriba por una rampa que forma un ángulo de 8°C respecto de la dirección de flujo. Como resultado, se forma un choque oblicuo débil. Determine el ángulo de la onda, el número de Mach, la presión y la temperatura del aire después de la expansión.

17-94 El aire que fluye a P_1 = 40 kPa, T_1 = 280 K y Ma_1 = 3.6, es forzado a experimentar un giro expansivo de 15°. Determine el número de Mach, la presión y la temperatura del aire después de la expansión. *Respuestas:* 4.81, 8.31 kPa, 179 K

17-95E Aire fluyendo a P_1 = 6 psia, T_1 = 480 R y Ma_1 = 2.0 es forzado a experimentar un giro compresivo de 15°. Determine el número de Mach, la presión y la temperatura del aire después de la compresión.

Flujo en un ducto con transferencia de calor y fricción insignificante (flujo de Rayleigh)

17-96C ¿Cuál es el aspecto característico del flujo de Rayleigh? ¿Cuáles son los supuestos asociados con el flujo de Rayleigh?

17-97C En un diagrama *T-s* de flujo de Rayleigh, ¿qué representan los puntos sobre la línea de Rayleigh?

17-98C ¿Cuál es el efecto de la ganancia y la pérdida de calor en la entropía de un fluido durante el flujo de Rayleigh?

17-99C Considere un flujo de aire subsónico de Rayleigh con un número de Mach de 0.92. Ahora se transfiere calor al fluido y el número de Mach aumenta a 0.95. ¿Cree que aumentará, disminuirá o permanecerá constante la temperatura T del fluido durante este proceso? ¿Qué le pasará a la temperatura de estancamiento T_0?

17-100C ¿Cuál es el efecto del calentamiento del fluido en la velocidad del flujo para el caso de un flujo subsónico de Rayleigh? Conteste la misma pregunta para el caso de un flujo supersónico de Rayleigh.

17-101C Considere un flujo subsónico de Rayleigh que es acelerado por calentamiento a una velocidad sónica (Ma = 1) a la salida del ducto. Si se sigue aplicando calor al fluido, a la salida del ducto ¿el fluido será supersónico, subsónico o permanecerá sónico?

17-102 Considere una cámara de combustión tubular de 12 cm de diámetro. El aire ingresa al tubo a 500 K, 400 kPa y 70 m/s. Se quema combustible con un poder calorífico de 39 000 kJ/kg rociándolo al aire. Si el número de Mach a la salida es 0.8, determine la tasa a la que el combustible se quemó y la temperatura de salida. Suponga una combustión completa y no tome en cuenta el aumento en el flujo másico debido a la masa de combustible.

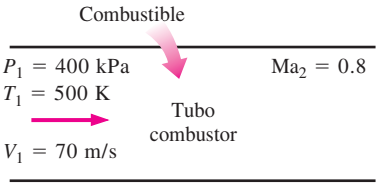


FIGURA P17-102

17-103 A un ducto rectangular entra aire a T_1 = 300 K, P_1 = 420 kPa y Ma_1 = 2. Se transfiere calor al aire en una cantidad igual a 55 kJ/kg, conforme fluye a través del ducto. Sin considerar las pérdidas por fricción, determine la temperatura y el número de Mach a la salida del ducto. *Respuestas:* 386 K, 1.64

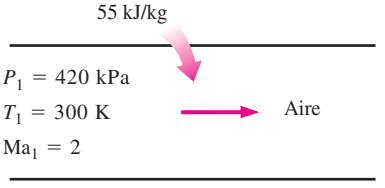


FIGURA P17-103

17-104 Repita el problema 17-103 suponiendo que el aire es enfriado en una cantidad igual a 55 kJ/kg.

17-105 A través de un ducto circula aire que es calentado a medida que fluye subsónicamente. Cuando la cantidad de transferencia de calor alcanza un valor de 60 kJ/kg, se observa que el flujo se estrangula y se obtiene una lectura de la velocidad y de la presión estática de 620 m/s y 270 kPa. Sin considerar las pérdidas por fricción, determine la velocidad, la temperatura estática y la presión estática a la entrada del ducto.

17-106E A través de un ducto de 4 pulgadas de diámetro fluye aire con un valor de fricción insignificante, a una tasa de 5 lbm/s. La temperatura y la presión a la entrada son T_1 = 800 R y P_1 = 30 psia, mientras que el número de Mach a la salida es de Ma_2 = 1. Determine la tasa de la transferencia de calor y la caída de presión en esta sección del ducto.

17-107 En un ducto libre de fricción se introduce aire con V_1 = 70 m/s, T_1 = 600 K y P_1 = 350 kPa. Dejando que la temperatura de salida T_2 varíe de 600 a 5 000 K, evalúe el cambio de entropía en intervalos de 200 K y grafique la línea de Rayleigh sobre un diagrama *T-s*.

17-108E Se calienta aire conforme fluye a través de un ducto cuadrado de 4 × 4 pulgadas con fricción insignificante. A la entrada, el aire se encuentra a T_1 = 700 R, P_1 = 80 psia y V_1 = 260 pies/s. Determine la tasa a la que el calor debe transferirse al aire para lograr sofocar el flujo a la salida del ducto, y el cambio de entropía del aire durante este proceso.

17-109 A una cámara de combustión entra aire comprimido proveniente del compresor de una turbina de gas, a T_1 = 550 K, P_1 = 600 kPa y Ma_1 = 0.2, con una tasa de 0.3 kg/s. Por medio de la combustión, el calor se transfiere al aire a una velocidad de 200 kJ/s conforme fluye a través de un ducto con fricción insignificante. Determine el número de Mach a la salida del ducto y la caída de la presión de estancamiento $P_{01} - P_{02}$ durante este proceso. *Respuestas:* 0.319, 21.8 kPa

17-110 Repita el problema 17-109 para una tasa de transferencia de calor de 300 kJ/s.

17-111 A un ducto de sección transversal constante entra aire a Ma_1 = 0.2, P_1 = 320 kPa y T_1 = 400 K a una tasa de 0.8 kg/s. Ignorando las pérdidas por fricción, determine la máxima tasa de transferencia de calor al argón sin reducir el flujo másico.

17-112 Considere un flujo supersónico de aire a través de un ducto sin fricción de 6 cm de diámetro. Al ducto entra aire a Ma_1 = 1.8, P_{01} = 210 kPa y T_{01} = 600 K, y es desacelerado por calentamiento. Determine la máxima temperatura a la que puede calentarse el aire por medio de adición de calor mientras que el flujo másico permanece constante.

Toberas de vapor

17-113C ¿Qué es la supersaturación? ¿Bajo qué condiciones se presenta?

17-114 Entra vapor a una tobera convergente a 3.0 MPa y 500°C con una velocidad insignificante y sale a 1.8 MPa. Para un área a la salida de la tobera de 32 cm^2, determine la velocidad de salida, el flujo másico y el número de Mach a la salida si la tobera *a*) es isentrópica y *b*) tiene una eficiencia de 90 por ciento. *Respuestas: a)* 580 m/s, 10.7 kg/s, 0.918, *b)* 551 m/s, 10.1 kg/s, 0.865

17-115E A una tobera convergente entra vapor a 450 psia y 900°F con una velocidad insignificante, y la abandona a 275 psia. Para un área a la salida de la tobera de 3.75 pulg^2, determine la velocidad de salida, el flujo másico y el número de Mach a la salida si la tobera *a*) es isentrópica y *b*) tiene una eficiencia de 90 por ciento. *Respuestas: a)* 1 847 ft/s, 18.7 lbm/s, 0.900, *b)* 1 752 ft/s, 17.5 lbm/s, 0.849

17-116 A una tobera convergente-divergente entra vapor a 1 MPa y 500°C con una velocidad descartable y a un flujo másico de 2.5 kg/s, y la abandona a una presión de 200 kPa. Suponiendo que el flujo a través de la tobera es isentrópico, determine el área y el número de Mach a la salida. *Respuestas:* 31.5 cm^2, 1.738

17-117 Repita el problema 17-116 para una eficiencia en la tobera de 95 por ciento.

Problemas de repaso

17-118 El aire de una llanta de automóvil se mantiene a una presión de 220 kPa (manométrica) en un ambiente donde la presión atmosférica es de 94 kPa. El aire de la llanta está a una temperatura ambiente de 25°C. Una fuga de 4 mm de diámetro se desarrolla en la llanta como resultado de un accidente. Suponiendo un flujo isentrópico, determine el flujo másico inicial del aire a través de la fuga. *Respuesta:* 0.554 kg/min

17-119 El empuje desarrollado por el motor de un avión Boeing 777 es de 380 kN aproximadamente. Suponiendo un flujo estrangulado en las toberas, determine el flujo másico del aire a través de la tobera. Tome 265 K y 85 kPa como condiciones ambientales.

17-120 Un medidor de temperatura estacionario insertado en un ducto donde el aire está fluyendo a 250 m/s, da una lectura de 85°C. ¿Cuál es la temperatura real del aire? *Respuesta:* 53.9°C

17-121 A un intercambiador de calor de flujo estacionario entra nitrógeno a 150 kPa, 10°C y 100 m/s, y recibe calor en una cantidad de 125 kJ/kg conforme fluye por el intercambiador. El nitrógeno abandona el intercambiador de calor a 100 kPa con una velocidad de 180 m/s. Determine la presión y temperatura de estancamiento del nitrógeno en los estados de entrada y salida.

17-122 Deduzca una expresión para la velocidad del sonido con base en la ecuación Van der Waals del estado $P = RT(v - b) - a/v^2$. Utilizando esta relación, determine la velocidad del sonido en el dióxido de carbono a 50°C y 200 kPa; compare su resultado con el que obtuvo suponiendo un comportamiento de gas ideal. Las constantes de Van der Waals del dióxido de carbono son $a = 364.3$ kPa · m^6/kmol^2 y $b = 0.0427$ m^3/kmol.

17-123 Obtenga la ecuación 17-10 comenzando con la 17-9, utilizando la regla cíclica y las relaciones de las propiedades termodinámicas

$$\frac{c_p}{T} = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P \quad \text{y} \quad \frac{c_v}{T} = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v.$$

17-124 Para gases ideales que experimentan flujos isentrópicos, obtenga expresiones para P/P^*, T/T^* y ρ/ρ^* en función de k y Ma.

17-125 Utilizando las ecuaciones 17-4, 17-13 y 17-14, verifique que para un flujo estable de gases ideales, $dT_0/T = dA/A + (1 - \text{Ma}^2)\, dV/V$. Explique el efecto del calentamiento y los cambios de área en la velocidad de un gas ideal con flujo estacionario para *a*) un flujo subsónico y *b*) un flujo supersónico.

17-126 Un avión subsónico está volando a una altitud de 3 000 metros, donde las condiciones atmosféricas son 70.109 kPa y 268.65 K. Un medidor estático de Pitot mide la diferencia entre las presiones estática y de estancamiento, con el que se obtiene una lectura de 35 kPa. Calcule la velocidad del avión y el número de Mach. *Respuestas:* 257 m/s, 0.783

17-127 Grafique el parámetro de flujo másicor $\dot{m}\sqrt{RT_0}/(AP_0)$ contra el número de Mach para $k = 1.2$, 1.4 y 1.6 en el rango de $0 \le \text{Ma} \le 1$.

17-128 A una tobera entra helio a 0.8 MPa, 500 K y una velocidad de 120 m/s. Suponiendo un flujo isentrópico, determine la presión y la temperatura del helio en un punto donde la velocidad es igual a la velocidad del sonido. ¿Cuál es la relación del área en este punto y el área a la entrada?

17-129 Repita el problema 17-128 suponiendo que la velocidad a la entrada es insignificante.

17-130 A una tobera convergente entra aire a 0.9 MPa y 400 K, con una velocidad de 180 m/s. El área de la garganta es de 10 cm^2. Suponiendo un flujo isentrópico, calcule y grafique el flujo másico a través de la tobera, la velocidad de salida, el número de Mach y la relación entre la presión de salida y la presión de estancamiento para un rango de contrapresión de $0.9 \ge P_b \ge 0.1$ MPa.

17-131 A una tobera convergente entra vapor a 6.0 MPa y 700 K, con una velocidad insignificante. El área de la garganta de la tobera es de 8 cm^2. Suponiendo un flujo isentrópico, grafique la presión de salida, la velocidad de salida y el flujo másico a través de la tobera contra la contrapresión P_b para $6.0 \ge P_b \ge 3.0$ MPa. Trate al vapor como un gas ideal con $k = 1.3$, $c_p = 1.872$ kJ/kg · K y $R = 0.462$ kJ/kg · K.

17-132 Encuentre la expresión para la relación de la presión de estancamiento después de una onda de choque, dividido entre la presión estática antes de la onda de choque en función de k y del número de Mach aguas arriba de la onda de choque Ma_1.

17-133 A una tobera convergente-divergente entra nitrógeno a 700 kPa y 300 K con una velocidad insignificante, y experimenta un choque normal en un punto donde el número de Mach es Ma = 3.0. Calcule la presión, la temperatura, la velocidad, el número de Mach y la presión de estancamiento aguas abajo del choque. Compare estos resultados con los del aire que experimenta un choque normal en las mismas condiciones.

17-134 Una nave vuela a un número de Mach $\text{Ma}_1 = 0.8$ a una altitud de 7 000 m donde la presión es de 41.1 kPa y la temperatura es 242.7 K. El difusor a la entrada del motor tiene un número de Mach a la salida de $\text{Ma}_2 = 0.3$. Para un flujo másico de 65 kg/s, determine el aumento de la presión estática a través del difusor así como el área de salida.

17-135 En una tobera se expande helio de 1 MPa, 500 K y una velocidad insignificante a 0.1 MPa. Calcule las áreas de la garganta y de salida para un flujo másico de 0.25 kg/s, suponiendo que la tobera es isentrópica. ¿Por qué debe ser esta tobera convergente-divergente? *Respuestas:* 3.51 cm^2, 5.84 cm^2

17-136E En una tobera se expande helio de 150 psia, 900 R y una velocidad insignificante a 15 psia. Calcule las áreas de la garganta y de salida para un flujo másico de 0.2 lbm/s, suponiendo que la tobera es isentrópica. ¿Por qué debe ser esta tobera convergente-divergente?

17-137 Utilizando el software EES y las relaciones de la tabla A-32, calcule las funciones del flujo compresible unidimensional para un gas ideal con $k = 1.667$, y presente sus resultados duplicando la tabla A-32.

17-138 Utilizando el software EES y las relaciones de la tabla A-33, calcule las funciones de choque normal en una dimensión para un gas ideal con $k = 1.667$ y presente sus resultados duplicando la tabla A-33.

17-139 Considere una mezcla equimolar de oxígeno y nitrógeno. Determine la temperatura crítica, la presión y la densidad para una temperatura y presión de estancamiento de 800 K y 500 kPa.

17-140 Utilizando el software EES (u otro) determine la forma de una tobera convergente-divergente para el aire con un flujo másico de 3 kg/s y condiciones de estancamiento a la entrada de 1 400 kPa y 200°C. Suponga que el flujo es isentrópico. Repita los cálculos en incrementos de 50 kPa de caídas de presión hasta una presión de salida de 100 kPa. Grafique la tobera a escala. Asimismo, calcule y grafique el número de Mach a lo largo de la tobera.

17-141 Utilizando el software EES (u otro) y las relaciones que contiene la tabla A-32, calcule las funciones de flujo compresible isentrópicas unidimensionales variando el número de Mach aguas arriba de 1 hasta 10 en incrementos de 0.5 para el caso de aire con una $k = 1.4$.

17-142 Repita el problema 17-141 para el metano con un valor de $k = 1.3$.

17-143 Utilizando el software EES (u otro) y las relaciones proporcionadas en la tabla A-33 genere las funciones de choque normal unidimensional variando el número de Mach aguas arriba de 1 a 10 en incrementos de 0.5 para aire con una $k = 1.4$.

17-144 Repita el problema 17-143 para el metano con $k = 1.3$.

17-145 En un ducto de 20 cm de diámetro circula aire que es enfriado a medida que fluye a través del ducto. Las condiciones de entrada son $Ma_1 = 1.2$, $T_{01} = 350$ K y $P_{01} = 240$ kPa, mientras que el número de Mach a la salida es $Ma_2 = 2.0$. Ignorando los efectos de la fricción, determine la tasa de enfriamiento del aire.

17-146 A través de un ducto cuadrado de 10 cm × 10 cm circula aire que es calentado conforme fluye subsónicamente. Las propiedades del aire a la entrada se mantienen en $Ma_1 = 0.4$, $P_1 = 400$ kPa y $T_1 = 360$ K en todo momento. Descartando las pérdidas por fricción, determine la velocidad máxima de transferencia de calor en el ducto sin que se afecten las condiciones de entrada. *Respuesta:* 1 958 kW

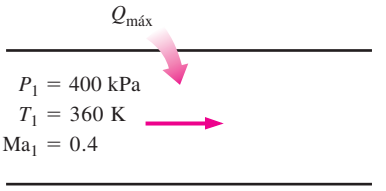


FIGURA P17-146

17-147 Repita el problema 17-146 para el caso del helio.

17-148 Aire es acelerado a medida que se calienta en un ducto con fricción insignificante. Al ducto entra aire a $V_1 = 100$ m/s, $T_1 = 400$ K y $P_1 = 35$ kPa; después abandona el ducto con un número de Mach de $Ma_2 = 0.8$. Determine la transferencia de calor al aire, en kJ/kg. Asimismo, determine la cantidad máxima de transferencia de calor sin que se reduzca el flujo másico del aire.

17-149 Se pretende acelerar aire en condiciones sónicas y temperatura y presión estáticas de 500 K y 420 kPa, respectivamente, a un número de Mach de 1.6 enfriándolo a medida que fluye a través de un canal de sección transversal constante. Sin importar los efectos de la fricción, determine la transferencia de calor requerida desde el aire. *Respuesta:* 69.8 kJ/kg

17-150 A una tobera convergente-divergente entra vapor saturado a 3.0 MPa, con 5% de humedad y a una velocidad insignificante, y la abandona a 1.2 MPa. Para un área de salida de la tobera de 16 cm^2, determine el área de la garganta, la velocidad de salida, el flujo másico y el número de Mach de salida si la tobera *a*) es isentrópica y *b*) tiene una eficiencia de 90 por ciento.

Problemas para el examen de fundamentos de ingeniería (FI)

17-151 Un avión se encuentra volando en aire quieto a 5°C con una velocidad de 400 m/s. La temperatura del aire en la nariz del avión donde se presenta el estancamiento es

a) 5°C *b*) 25°C *c*) 55°C *d*) 80°C *e*) 85°C

17-152 Está fluyendo aire en un túnel de viento a 15°C, 80 kPa y 200 m/s. La presión de estancamiento en la sonda insertada en la sección del flujo es

a) 82 kPa *b*) 91 kPa *c*) 96 kPa
d) 101 kPa *e*) 114 kPa

17-153 Se informa que un avión se encuentra volando en aire quieto a −20°C y 40 kPa con un número de Mach de 0.86. La velocidad del avión es

a) 91 m/s *b*) 220 m/s *c*) 186 m/s
d) 280 m/s *e*) 378 m/s

17-154 En un túnel de viento fluye aire a 12°C y 66 kPa a una velocidad de 230 m/s. El número de Mach del flujo es

a) 0.54 m/s *b*) 0.87 m/s *c*) 3.3 m/s
d) 0.36 m/s *e*) 0.68 m/s

17-155 Considere una tobera convergente con una velocidad baja a la entrada y una velocidad sónica en el plano de salida. Ahora, el diámetro de salida de la tobera se reduce a la mitad mientras que la temperatura y la presión a la entrada de la tobera siguen siendo las mismas. La velocidad a la salida de la tobera es

a) continúa siendo la misma *b*) el doble
c) se cuadruplica *d*) se reduce a la mitad
e) se reduce la cuarta parte

17-156 A una tobera convergente-divergente se aproxima aire a baja velocidad, a 20°C y 300 kPa, y sale de ella a una velocidad supersónica. La velocidad del aire en la garganta de la tobera es

a) 290 m/s *b*) 98 m/s *c*) 313 m/s
d) 343 m/s *e*) 412 m/s

17-157 A una tobera convergente-divergente se aproxima gas argón a baja velocidad, a 20°C y 120 kPa, y sale a una velocidad supersónica. Si la sección transversal de la garganta es 0.015 m^2, el flujo másico del argón a través de la tobera es

a) 0.41 kg/s *b*) 3.4 kg/s *c*) 5.3 kg/s
d) 17 kg/s *e*) 22 kg/s

17-158 A una tobera convergente-divergente entra dióxido de carbono a 60 m/s, 310°C y 300 kPa, y la abandona a una velocidad supersónica. La velocidad del dióxido de carbono en la garganta de la tobera es

a) 125 m/s *b*) 225 m/s *c*) 312 m/s
d) 353 m/s *e*) 377 m/s

17-159 Considere un gas que fluye a través de una tobera convergente-divergente. De los cinco enunciados siguientes, seleccione el que es incorrecto:

a) La velocidad del fluido en la garganta nunca puede exceder la velocidad del sonido.

b) Si la velocidad del fluido en la garganta está por debajo de la velocidad del sonido, la sección divergente actuará como un difusor.

c) Si el fluido ingresa a la sección divergente con un número de Mach mucho mayor a la unidad, el flujo a la salida de la tobera será supersónico.

d) No habrá ningún flujo a través de la tobera si la contrapresión es igual a la presión de estancamiento.

e) La velocidad del fluido disminuye, la entropía aumenta y la entalpía de estancamiento permanece constante en el flujo a través de un choque normal.

17-160 A una tobera convergente ingresan gases de combustión con $k = 1.33$ a una temperatura y presión de estancamiento de 400°C y 800 kPa, respectivamente, y se descargan al aire atmosférico a 20°C y 100 kPa. La presión mínima que ocurrirá dentro de la tobera es

a) 26 kPa *b*) 100 kPa *c*) 321 kPa
d) 432 kPa *e*) 272 kPa

Problemas de diseño y ensayo

17-161 Investigue si existe un túnel de viento supersónico en su universidad. Si es así, obtenga las dimensiones del túnel de viento y las temperaturas y presiones, así como el número de Mach en algunos puntos durante su operación. ¿Para qué experimentos típicos se utiliza el túnel de viento?

17-162 Suponiendo que se tiene un termómetro y un dispositivo para medir la velocidad del sonido en un gas, explique cómo puede determinar la fracción molar de helio en una mezcla de gas helio y aire.

17-163 Diseñe un túnel de viento cilíndrico de 1 m de longitud cuyo diámetro sea de 25 cm y que opere a un número de Mach de 1.8. Al túnel de viento entra aire atmosférico a través de una tobera convergente-divergente, donde es acelerado a velocidades supersónicas. El aire abandona el túnel a través de un difusor convergente-divergente, donde se desacelera a una velocidad muy baja antes de ingresar a la sección del ventilador. Ignore cualquier tipo de irreversibilidades. Especifique las temperaturas y presiones en diferentes puntos, así como el flujo másico del aire en condiciones de estado estable. ¿Por qué a menudo es necesario deshumidificar el aire antes de que éste ingrese al túnel de viento?

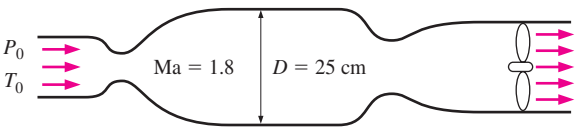


FIGURA P17-163

Apéndice 1

TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES SI)

Tabla A-1 Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Tabla A-2 Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

Tabla A-3 Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

Tabla A-4 Agua saturada. Tabla de temperaturas

Tabla A-5 Agua saturada. Tabla de presiones

Tabla A-6 Vapor de agua sobrecalentado

Tabla A-7 Agua líquida comprimida

Tabla A-8 Hielo saturado. Vapor de agua

Figura A-9 Diagrama *T-s* para el agua

Figura A-10 Diagrama de Mollier para el agua

Tabla A-11 Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura

Tabla A-12 Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión

Tabla A-13 Refrigerante 134a sobrecalentado

Figura A-14 Diagrama *P-h* para refrigerante 134a

Figura A-15 Gráfica generalizada de compresibilidad de Nelson-Obert

Tabla A-16 Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Tabla A-17 Propiedades de gas ideal del aire

Tabla A-18 Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2

Tabla A-19 Propiedades de gas del oxígeno, O_2

Tabla A-20 Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2

Tabla A-21 Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO

Tabla A-22 Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2

Tabla A-23 Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O

Tabla A-24 Propiedades de gas ideal del oxígeno monoatómico, O

Tabla A-25 Propiedades de gas ideal del hidroxilo, OH

Tabla A-26 Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25°C, 1 atm

Tabla A-27 Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes

Tabla A-28 Logaritmos naturales de la constante de equilibrio K_p

Figura A-29 Gráfica generalizada de desviación de entalpía

Figura A-30 Gráfica generalizada de desviación de entropía

Figura A-31 Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total

Tabla A-32 Funciones unidimensionales isentrópicos de flujo compresible para un gas ideal con $k = 1.4$

Tabla A-33 Funciones unidimensionales de choque normal de un gas ideal con $k = 1.4$

Tabla A-34 Funciones del flujo de Rayleigh para un gas ideal con $k = 1.4$

TABLA A-1

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Sustancia	Fórmula	Masa molar, M kg/kmol	Constanre de gas, R kJ/kg · K*	*Propiedades del punto crítico* Temperatura, K	Presión, MPa	Volumen, m^3/kmol
Agua	H_2O	18.015	0.4615	647.1	22.06	0.0560
Aire	—	28.97	0.2870	132.5	3.77	0.0883
Alcohol etílico	C_2H_5OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Alcohol metílico	CH_3OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Amoniaco	NH_3	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argón	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Benceno	C_6H_6	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
Bromo	Br_2	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
n-Butano	C_4H_{10}	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Cloro	Cl_2	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Cloroformo	$CHCl_3$	119.38	0.06964	536.6	5.47	0.2403
Cloruro metílico	CH_3Cl	50.488	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Criptón	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl_2F_2	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Diclorofluorometano (R-21)	$CHCl_2F$	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Dióxido de carbono	CO_2	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Dióxido de sulfuro	SO_2	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Etano	C_2H_6	30.070	0.2765	305.5	4.48	0.1480
Etileno	C_2H_4	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
Helio	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
n-Hexano	C_6H_{14}	86.179	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Hidrógeno (normal)	H_2	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Metano	CH_4	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Neón	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Nitrógeno	N_2	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Óxido nitroso	N_2O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oxígeno	O_2	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Propano	C_3H_8	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propileno	C_3H_6	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810
Tetracloruro de carbono	CCl_4	153.82	0.05405	556.4	4.56	0.2759
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF_3CH_2F	102.03	0.08149	374.2	4.059	0.1993
Triclorofluorometano (R-11)	CCl_3F	137.37	0.06052	471.2	4.38	0.2478
Xenón	Xe	131.30	0.06332	289.8	5.88	0.1186

*La unidad en kJ/kg · K es equivalente a kPa · m^3/kg · K. La constante de gas se calcula de $R = R_u/M$, donde $R_u = 8.31447$ kJ/kmol · K y M es la masa molar.

Fuente: K. A. Kobe y R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review* 52 (1953), pp. 117–236; y ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA: Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, Inc., 1993), pp. 16.4 y 36.1.

TABLA A-2

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

a) A 300 K

Gas	Fórmula	Constante de gas, R kJ/kg · K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
Aire	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argón	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butano	C_4H_{10}	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Dióxido de carbono	CO_2	0.1889	0.846	0.657	1.289
Etano	C_2H_6	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etileno	C_2H_4	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helio	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrógeno	H_2	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metano	CH_4	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Monóxido de carbono	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Neón	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrógeno	N_2	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octano	C_8H_{18}	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxígeno	O_2	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propano	C_3H_8	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Vapor	H_2O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Nota: La unidad kJ/kg · K es equivalente a kJ/kg · °C.

Fuente: Chemical and Process Thermodynamics tercera edición, por Kyle, B.G., © 2000. Adaptado con permiso de Pearson Education, Inc., Upper Saddle River, Nueva Jersey.

TABLA A-2

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (*continuación*)

b) A diversas temperaturas

Temperatura, K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
	Aire			*Dióxido de carbono, CO_2*			*Monóxido de carbono, CO*		
250	1.003	0.716	1.401	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400
300	1.005	0.718	1.400	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399
350	1.008	0.721	1.398	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398
400	1.013	0.726	1.395	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395
450	1.020	0.733	1.391	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392
500	1.029	0.742	1.387	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387
550	1.040	0.753	1.381	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376
650	1.063	0.776	1.370	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370
700	1.075	0.788	1.364	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364
750	1.087	0.800	1.359	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358
800	1.099	0.812	1.354	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353
900	1.121	0.834	1.344	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343
1000	1.142	0.855	1.336	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335
	Hidrógeno, H_2			*Nitrógeno, N_2*			*Oxígeno, O_2*		
250	14.051	9.927	1.416	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398
300	14.307	10.183	1.405	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395
350	14.427	10.302	1.400	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389
400	14.476	10.352	1.398	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382
450	14.501	10.377	1.398	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373
500	14.513	10.389	1.397	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365
550	14.530	10.405	1.396	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358
600	14.546	10.422	1.396	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350
650	14.571	10.447	1.395	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343
700	14.604	10.480	1.394	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337
750	14.645	10.521	1.392	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332
800	14.695	10.570	1.390	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327
900	14.822	10.698	1.385	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319
1000	14.983	10.859	1.380	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, cuarta edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1983, p. 783, Tabla A-4M. Publicada originalmente en *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

TABLA A-2

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (*conclusión*)

c) Como una función de la temperatura

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

(T en K, c_p en kJ/kmol · K)

Sustancia	Fórmula	a	b	c	d	Rango de temp., K	% de error Máx.	% de error Prom.
Acetileno	C_2H_2	21.8	9.2143×10^{-2}	-6.527×10^{-5}	18.21×10^{-9}	273–1500	1.46	0.59
Aire	—	28.11	0.1967×10^{-2}	0.4802×10^{-5}	-1.966×10^{-9}	273–1800	0.72	0.33
Amoniaco	NH_3	27.568	2.5630×10^{-2}	0.99072×10^{-5}	-6.6909×10^{-9}	273–1500	0.91	0.36
Azufre	S_2	27.21	2.218×10^{-2}	-1.628×10^{-5}	3.986×10^{-9}	273–1800	0.99	0.38
Benceno	C_6H_6	−36.22	48.475×10^{-2}	-31.57×10^{-5}	77.62×10^{-9}	273–1500	0.34	0.20
i-Butano	C_4H_{10}	−7.913	41.60×10^{-2}	-23.01×10^{-5}	49.91×10^{-9}	273–1500	0.25	0.13
n-Butano	C_4H_{10}	3.96	37.15×10^{-2}	-18.34×10^{-5}	35.00×10^{-9}	273–1500	0.54	0.24
Cloruro de hidrógeno	HCl	30.33	-0.7620×10^{-2}	1.327×10^{-5}	-4.338×10^{-9}	273–1500	0.22	0.08
Dióxido de azufre	SO_2	25.78	5.795×10^{-2}	-3.812×10^{-5}	8.612×10^{-9}	273–1800	0.45	0.24
Dióxido de carbono	CO_2	22.26	5.981×10^{-2}	-3.501×10^{-5}	7.469×10^{-9}	273–1800	0.67	0.22
Dióxido de nitrógeno	NO_2	22.9	5.715×10^{-2}	-3.52×10^{-5}	7.87×10^{-9}	273–1500	0.46	0.18
Etano	C_2H_6	6.900	17.27×10^{-2}	-6.406×10^{-5}	7.285×10^{-9}	273–1500	0.83	0.28
Etanol	C_2H_6O	19.9	20.96×10^{-2}	-10.38×10^{-5}	20.05×10^{-9}	273–1500	0.40	0.22
Etileno	C_2H_4	3.95	15.64×10^{-2}	-8.344×10^{-5}	17.67×10^{-9}	273–1500	0.54	0.13
n-Hexano	C_6H_{14}	6.938	55.22×10^{-2}	-28.65×10^{-5}	57.69×10^{-9}	273–1500	0.72	0.20
Hidrógeno	H_2	29.11	-0.1916×10^{-2}	0.4003×10^{-5}	-0.8704×10^{-9}	273–1800	1.01	0.26
Metano	CH_4	19.89	5.024×10^{-2}	1.269×10^{-5}	-11.01×10^{-9}	273–1500	1.33	0.57
Metanol	CH_4O	19.0	9.152×10^{-2}	-1.22×10^{-5}	-8.039×10^{-9}	273–1000	0.18	0.08
Monóxido de carbono	CO	28.16	0.1675×10^{-2}	0.5372×10^{-5}	-2.222×10^{-9}	273–1800	0.89	0.37
Nitrógeno	N_2	28.90	-0.1571×10^{-2}	0.8081×10^{-5}	-2.873×10^{-9}	273–1800	0.59	0.34
Óxido nítrico	NO	29.34	-0.09395×10^{-2}	0.9747×10^{-5}	-4.187×10^{-9}	273–1500	0.97	0.36
Óxido nitroso	N_2O	24.11	5.8632×10^{-2}	-3.562×10^{-5}	10.58×10^{-9}	273–1500	0.59	0.26
Oxígeno	O_2	25.48	1.520×10^{-2}	-0.7155×10^{-5}	1.312×10^{-9}	273–1800	1.19	0.28
n-Pentano	C_5H_{12}	6.774	45.43×10^{-2}	-22.46×10^{-5}	42.29×10^{-9}	273–1500	0.56	0.21
Propano	C_3H_8	−4.04	30.48×10^{-2}	-15.72×10^{-5}	31.74×10^{-9}	273–1500	0.40	0.12
Propileno	C_3H_6	3.15	23.83×10^{-2}	-12.18×10^{-5}	24.62×10^{-9}	273–1500	0.73	0.17
Trióxido de azufre	SO_3	16.40	14.58×10^{-2}	-11.20×10^{-5}	32.42×10^{-9}	273–1300	0.29	0.13
Vapor de agua	H_2O	32.24	0.1923×10^{-2}	1.055×10^{-5}	-3.595×10^{-9}	273–1800	0.53	0.24

Fuente: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics*, Englewood Cliffs, Nueva Jersey, Prentice Hall, 1984. Usada con permiso.

TABLA A-3

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

a) Líquidos

	Datos de ebullición a 1 atm		*Datos de congelación*		*Propiedades del líquido*		
Sustancia	Punto normal de ebullición, °C	Calor latente de vaporización h_{fg}, kJ/kg	Punto de congelación, °C	Calor latente de fusión h_{if}, kJ/kg	Temperatura, °C	Densidad ρ, kg/m^3	Calor específico c_p, kJ/kg · K
Aceite (ligero)					25	910	1.80
Agua	100	2257	0.0	333.7	0	1000	4.22
					25	997	4.18
					50	988	4.18
					75	975	4.19
					100	958	4.22
Alcohol etílico	78.6	855	−156	108	20	789	2.84
Amoniaco	−33.3	1357	−77.7	322.4	−33.3	682	4.43
					−20	665	4.52
					0	639	4.60
					25	602	4.80
Argón	−185.9	161.6	−189.3	28	−185.6	1394	1.14
Benceno	80.2	394	5.5	126	20	879	1.72
n-Butano	−0.5	385.2	−138.5	80.3	−0.5	601	2.31
Dióxido de carbono	−78.4*	230.5 (a 0°C)	−56.6		0	298	0.59
Etanol	78.2	838.3	−114.2	109	25	783	2.46
Etilén glicol	198.1	800.1	−10.8	181.1	20	1109	2.84
Glicerina	179.9	974	18.9	200.6	20	1261	2.32
Helio	−268.9	22.8	—	—	−268.9	146.2	22.8
Hidrógeno	−252.8	445.7	−259.2	59.5	−252.8	70.7	10.0
Isobutano	−11.7	367.1	−160	105.7	−11.7	593.8	2.28
Mercurio	356.7	294.7	−38.9	11.4	25	13,560	0.139
Metano	−161.5	510.4	−182.2	58.4	−161.5	423	3.49
					−100	301	5.79
Metanol	64.5	1100	−97.7	99.2	25	787	2.55
Nitrógeno	−195.8	198.6	−210	25.3	−195.8	809	2.06
					−160	596	2.97
Octano	124.8	306.3	−57.5	180.7	20	703	2.10
Oxígeno	−183	212.7	−218.8	13.7	−183	1141	1.71
Petróleo	—	230–384			20	640	2.0
Propano	−42.1	427.8	−187.7	80.0	−42.1	581	2.25
					0	529	2.53
					50	449	3.13
Queroseno	204–293	251	−24.9	—	20	820	2.00
Refrigerante 134a	−26.1	217.0	−96.6	—	−50	1443	1.23
Salmuera (20% de cloruro de sodio por masa)	103.9	—	−17.4	—	20	1150	3.11
					−26.1	1374	1.27
					0	1295	1.34
					25	1207	1.43

* Temperatura de sublimación. (A presiones por debajo de la presión de punto triple de 518 kPa, el dióxido de carbono existe como sólido o como gas. También, la temperatura de punto de congelamiento del dióxido de carbono es la temperatura de punto triple de –56.5°C.)

TABLA A-3

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes (*conclusión*)

b) Sólidos (los valores son para temperatura ambiente, excepto que se indique otra cosa)

Sustancia	Densidad, ρ kg/m^3	Calor específico, c_p kJ/kg · K
Metales		
Acero dulce	7,830	0.500
Aluminio		
200 K		0.797
250 K		0.859
300 K	2,700	0.902
350 K		0.929
400 K		0.949
450 K		0.973
500 K		0.997
Bronce (76% Cu, 2% Zn, 2% Al)	8,280	0.400
Cobre		
−173°C		0.254
−100°C		0.342
−50°C		0.367
0°C		0.381
27°C	8,900	0.386
100°C		0.393
200°C		0.403
Hierro	7,840	0.45
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)	8,310	0.400
Magnesio	1,730	1.000
Níquel	8,890	0.440
Plata	10,470	0.235
Plomo	11,310	0.128
Tungsteno	19,400	0.130
No metales		
Arena	1520	0.800
Arcilla	1000	0.920
Asfalto	2110	0.920
Caucho (blando)	1100	1.840
Caucho (duro)	1150	2.009
Concreto	2300	0.653
Diamante	2420	0.616
Grafito	2500	0.711
Granito	2700	1.017
Hielo		
200 K		1.56
220 K		1.71
240 K		1.86
260 K		2.01
273 K	921	2.11
Ladrillo común	1922	0.79
Ladrillo refractario (500°C)	2300	0.960
Madera contrachapada (abeto Douglas)	545	1.21
Maderas duras (maple, encino, etc.)	721	1.26
Maderas suaves (abeto, pino, etc.)	513	1.38
Mármol	2600	0.880
Piedra	1500	0.800
Piedra caliza	1650	0.909
Vidrio para ventanas	2700	0.800
Vidrio pirex	2230	0.840
Yeso o tabla de yeso	800	1.0

c) Alimentos

Alimentos	Contenido de agua, % (masa)	Punto de congelación, °C	Calor específico, kJ/kg · K: Por encima del punto de congelación	Calor específico, kJ/kg · K: Por debajo del punto de congelación	Calor latente de fusión, kJ/kg
Brócoli	90	−0.6	3.86	1.97	301
Camarón	83	−2.2	3.62	1.89	277
Carne de pollo	74	−2.8	3.32	1.77	247
Carne de res	67	—	3.08	1.68	224
Cerezas	80	−1.8	3.52	1.85	267
Espinaca	93	−0.3	3.96	2.01	311
Fresas	90	−0.8	3.86	1.97	301
Huevo entero	74	−0.6	3.32	1.77	247
Leche entera	88	−0.6	3.79	1.95	294
Lechuga	95	−0.2	4.02	2.04	317
Maíz dulce	74	−0.6	3.32	1.77	247
Helado	63	−5.6	2.95	1.63	210
Mantequilla	16	—	—	1.04	53
Manzanas	84	−1.1	3.65	1.90	281
Naranjas	87	−0.8	3.75	1.94	291
Papas	78	−0.6	3.45	1.82	261
Pavo	64	—	2.98	1.65	214
Plátanos	75	−0.8	3.35	1.78	251
Queso suizo	39	−10.0	2.15	1.33	130
Salmón	64	−2.2	2.98	1.65	214
Sandía	93	−0.4	3.96	2.01	311
Tomates (maduros)	94	−0.5	3.99	2.02	314

Fuente: Los valores han sido obtenidos de varios manuales y otras fuentes, o se han calculado. El contenido de agua y los datos de punto de congelación para alimentos provienen del *ASHRAE, Handbook of Fundamentals*, versión SI, Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993, Capítulo 30, Tabla 1. El punto de congelación es la temperatura a la que comienza la congelación para frutas y verduras, así como la temperatura promedio de congelación para otros alimentos.

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna,* kJ/kg			*Entalpía,* kJ/kg			*Entropía,* kJ/kg · K		
Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas (*conclusión*)

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna,* kJ/kg			*Entalpía,* kJ/kg			*Entropía,* kJ/kg · K		
Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Líq. sat, v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
205	1724.3	0.001164	0.11508	872.86	1723.5	2596.4	874.87	1920.0	2794.8	2.3776	4.0154	6.3930
210	1907.7	0.001173	0.10429	895.38	1702.9	2598.3	897.61	1899.7	2797.3	2.4245	3.9318	6.3563
215	2105.9	0.001181	0.094680	918.02	1681.9	2599.9	920.50	1878.8	2799.3	2.4712	3.8489	6.3200
220	2319.6	0.001190	0.086094	940.79	1660.5	2601.3	943.55	1857.4	2801.0	2.5176	3.7664	6.2840
225	2549.7	0.001199	0.078405	963.70	1638.6	2602.3	966.76	1835.4	2802.2	2.5639	3.6844	6.2483
230	2797.1	0.001209	0.071505	986.76	1616.1	2602.9	990.14	1812.8	2802.9	2.6100	3.6028	6.2128
235	3062.6	0.001219	0.065300	1010.0	1593.2	2603.2	1013.7	1789.5	2803.2	2.6560	3.5216	6.1775
240	3347.0	0.001229	0.059707	1033.4	1569.8	2603.1	1037.5	1765.5	2803.0	2.7018	3.4405	6.1424
245	3651.2	0.001240	0.054656	1056.9	1545.7	2602.7	1061.5	1740.8	2802.2	2.7476	3.3596	6.1072
250	3976.2	0.001252	0.050085	1080.7	1521.1	2601.8	1085.7	1715.3	2801.0	2.7933	3.2788	6.0721
255	4322.9	0.001263	0.045941	1104.7	1495.8	2600.5	1110.1	1689.0	2799.1	2.8390	3.1979	6.0369
260	4692.3	0.001276	0.042175	1128.8	1469.9	2598.7	1134.8	1661.8	2796.6	2.8847	3.1169	6.0017
265	5085.3	0.001289	0.038748	1153.3	1443.2	2596.5	1159.8	1633.7	2793.5	2.9304	3.0358	5.9662
270	5503.0	0.001303	0.035622	1177.9	1415.7	2593.7	1185.1	1604.6	2789.7	2.9762	2.9542	5.9305
275	5946.4	0.001317	0.032767	1202.9	1387.4	2590.3	1210.7	1574.5	2785.2	3.0221	2.8723	5.8944
280	6416.6	0.001333	0.030153	1228.2	1358.2	2586.4	1236.7	1543.2	2779.9	3.0681	2.7898	5.8579
285	6914.6	0.001349	0.027756	1253.7	1328.1	2581.8	1263.1	1510.7	2773.7	3.1144	2.7066	5.8210
290	7441.8	0.001366	0.025554	1279.7	1296.9	2576.5	1289.8	1476.9	2766.7	3.1608	2.6225	5.7834
295	7999.0	0.001384	0.023528	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2076	2.5374	5.7450
300	8587.9	0.001404	0.021659	1332.7	1230.9	2563.6	1344.8	1404.8	2749.6	3.2548	2.4511	5.7059
305	9209.4	0.001425	0.019932	1360.0	1195.9	2555.8	1373.1	1366.3	2739.4	3.3024	2.3633	5.6657
310	9865.0	0.001447	0.018333	1387.7	1159.3	2547.1	1402.0	1325.9	2727.9	3.3506	2.2737	5.6243
315	10,556	0.001472	0.016849	1416.1	1121.1	2537.2	1431.6	1283.4	2715.0	3.3994	2.1821	5.5816
320	11,284	0.001499	0.015470	1445.1	1080.9	2526.0	1462.0	1238.5	2700.6	3.4491	2.0881	5.5372
325	12,051	0.001528	0.014183	1475.0	1038.5	2513.4	1493.4	1191.0	2684.3	3.4998	1.9911	5.4908
330	12,858	0.001560	0.012979	1505.7	993.5	2499.2	1525.8	1140.3	2666.0	3.5516	1.8906	5.4422
335	13,707	0.001597	0.011848	1537.5	945.5	2483.0	1559.4	1086.0	2645.4	3.6050	1.7857	5.3907
340	14,601	0.001638	0.010783	1570.7	893.8	2464.5	1594.6	1027.4	2622.0	3.6602	1.6756	5.3358
345	15,541	0.001685	0.009772	1605.5	837.7	2443.2	1631.7	963.4	2595.1	3.7179	1.5585	5.2765
350	16,529	0.001741	0.008806	1642.4	775.9	2418.3	1671.2	892.7	2563.9	3.7788	1.4326	5.2114
355	17,570	0.001808	0.007872	1682.2	706.4	2388.6	1714.0	812.9	2526.9	3.8442	1.2942	5.1384
360	18,666	0.001895	0.006950	1726.2	625.7	2351.9	1761.5	720.1	2481.6	3.9165	1.1373	5.0537
365	19,822	0.002015	0.006009	1777.2	526.4	2303.6	1817.2	605.5	2422.7	4.0004	0.9489	4.9493
370	21,044	0.002217	0.004953	1844.5	385.6	2230.1	1891.2	443.1	2334.3	4.1119	0.6890	4.8009
373.95	22,064	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

Fuente: Las tablas A-4 a A-8 fueron generadas utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es la altamente precisa Steam_IAPWS, que incorpora la Formulación 1995 para las Propiedades Termodinámicas de la Sustancia Agua Ordinaria para Uso Científico y General, editada por The International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). Esta formulación reemplaza a la formulación de 1984 de Haar, Gallagher y Kell (NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984), la cual está también disponible en EES como la rutina STEAM. La nueva formulación se basa en las correlaciones de Saul y Wagner (J. Phys. Chem. Ref. Data, 16, 893, 1987) con modificaciones para ajustarla a la Escala Internacional de Temperaturas de 1990. Las modificaciones están descritas por Wagner y Pruss (J. Phys. Chem. Ref. Data, 22, 783, 1993). Las propiedades del hielo están basadas en Hyland y Wexler, "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H_2O from 173.15 K a 473.15 K", *ASHRAE Trans.*, Part 2A, Paper 2793, 1983.

TABLA A-5

Agua saturada. Tabla de presiones

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna,* kJ/kg			*Entalpía,* kJ/kg			*Entropía,* kJ/kg · K		
Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat, h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837

TABLA A-5

Agua saturada. Tabla de presiones (*conclusión*)

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna,* kJ/kg			*Entalpía,* kJ/kg			*Entropía,* kJ/kg · K		
Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat, h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
800	170.41	0.001115	0.24035	719.97	1856.1	2576.0	720.87	2047.5	2768.3	2.0457	4.6160	6.6616
850	172.94	0.001118	0.22690	731.00	1846.9	2577.9	731.95	2038.8	2770.8	2.0705	4.5705	6.6409
900	175.35	0.001121	0.21489	741.55	1838.1	2579.6	742.56	2030.5	2773.0	2.0941	4.5273	6.6213
950	177.66	0.001124	0.20411	751.67	1829.6	2581.3	752.74	2022.4	2775.2	2.1166	4.4862	6.6027
1000	179.88	0.001127	0.19436	761.39	1821.4	2582.8	762.51	2014.6	2777.1	2.1381	4.4470	6.5850
1100	184.06	0.001133	0.17745	779.78	1805.7	2585.5	781.03	1999.6	2780.7	2.1785	4.3735	6.5520
1200	187.96	0.001138	0.16326	796.96	1790.9	2587.8	798.33	1985.4	2783.8	2.2159	4.3058	6.5217
1300	191.60	0.001144	0.15119	813.10	1776.8	2589.9	814.59	1971.9	2786.5	2.2508	4.2428	6.4936
1400	195.04	0.001149	0.14078	828.35	1763.4	2591.8	829.96	1958.9	2788.9	2.2835	4.1840	6.4675
1500	198.29	0.001154	0.13171	842.82	1750.6	2593.4	844.55	1946.4	2791.0	2.3143	4.1287	6.4430
1750	205.72	0.001166	0.11344	876.12	1720.6	2596.7	878.16	1917.1	2795.2	2.3844	4.0033	6.3877
2000	212.38	0.001177	0.099587	906.12	1693.0	2599.1	908.47	1889.8	2798.3	2.4467	3.8923	6.3390
2250	218.41	0.001187	0.088717	933.54	1667.3	2600.9	936.21	1864.3	2800.5	2.5029	3.7926	6.2954
2500	223.95	0.001197	0.079952	958.87	1643.2	2602.1	961.87	1840.1	2801.9	2.5542	3.7016	6.2558
3000	233.85	0.001217	0.066667	1004.6	1598.5	2603.2	1008.3	1794.9	2803.2	2.6454	3.5402	6.1856
3500	242.56	0.001235	0.057061	1045.4	1557.6	2603.0	1049.7	1753.0	2802.7	2.7253	3.3991	6.1244
4000	250.35	0.001252	0.049779	1082.4	1519.3	2601.7	1087.4	1713.5	2800.8	2.7966	3.2731	6.0696
5000	263.94	0.001286	0.039448	1148.1	1448.9	2597.0	1154.5	1639.7	2794.2	2.9207	3.0530	5.9737
6000	275.59	0.001319	0.032449	1205.8	1384.1	2589.9	1213.8	1570.9	2784.6	3.0275	2.8627	5.8902
7000	285.83	0.001352	0.027378	1258.0	1323.0	2581.0	1267.5	1505.2	2772.6	3.1220	2.6927	5.8148
8000	295.01	0.001384	0.023525	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2077	2.5373	5.7450
9000	303.35	0.001418	0.020489	1350.9	1207.6	2558.5	1363.7	1379.3	2742.9	3.2866	2.3925	5.6791
10,000	311.00	0.001452	0.018028	1393.3	1151.8	2545.2	1407.8	1317.6	2725.5	3.3603	2.2556	5.6159
11,000	318.08	0.001488	0.015988	1433.9	1096.6	2530.4	1450.2	1256.1	2706.3	3.4299	2.1245	5.5544
12,000	324.68	0.001526	0.014264	1473.0	1041.3	2514.3	1491.3	1194.1	2685.4	3.4964	1.9975	5.4939
13,000	330.85	0.001566	0.012781	1511.0	985.5	2496.6	1531.4	1131.3	2662.7	3.5606	1.8730	5.4336
14,000	336.67	0.001610	0.011487	1548.4	928.7	2477.1	1571.0	1067.0	2637.9	3.6232	1.7497	5.3728
15,000	342.16	0.001657	0.010341	1585.5	870.3	2455.7	1610.3	1000.5	2610.8	3.6848	1.6261	5.3108
16,000	347.36	0.001710	0.009312	1622.6	809.4	2432.0	1649.9	931.1	2581.0	3.7461	1.5005	5.2466
17,000	352.29	0.001770	0.008374	1660.2	745.1	2405.4	1690.3	857.4	2547.7	3.8082	1.3709	5.1791
18,000	356.99	0.001840	0.007504	1699.1	675.9	2375.0	1732.2	777.8	2510.0	3.8720	1.2343	5.1064
19,000	361.47	0.001926	0.006677	1740.3	598.9	2339.2	1776.8	689.2	2466.0	3.9396	1.0860	5.0256
20,000	365.75	0.002038	0.005862	1785.8	509.0	2294.8	1826.6	585.5	2412.1	4.0146	0.9164	4.9310
21,000	369.83	0.002207	0.004994	1841.6	391.9	2233.5	1888.0	450.4	2338.4	4.1071	0.7005	4.8076
22,000	373.71	0.002703	0.003644	1951.7	140.8	2092.4	2011.1	161.5	2172.6	4.2942	0.2496	4.5439
22,064	373.95	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

TABLA A-6

Vapor de agua sobrecalentado

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	P = 0.01 MPa (45.81°C)*				P = 0.05 MPa (81.32°C)				P = 0.10 MPa (99.61°C)			
Sat.†	14.670	2437.2	2583.9	8.1488	3.2403	2483.2	2645.2	7.5931	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589
50	14.867	2443.3	2592.0	8.1741								
100	17.196	2515.5	2687.5	8.4489	3.4187	2511.5	2682.4	7.6953	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611
150	19.513	2587.9	2783.0	8.6893	3.8897	2585.7	2780.2	7.9413	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148
200	21.826	2661.4	2879.6	8.9049	4.3562	2660.0	2877.8	8.1592	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356
250	24.136	2736.1	2977.5	9.1015	4.8206	2735.1	2976.2	8.3568	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346
300	26.446	2812.3	3076.7	9.2827	5.2841	2811.6	3075.8	8.5387	2.6389	2810.7	3074.5	8.2172
400	31.063	2969.3	3280.0	9.6094	6.2094	2968.9	3279.3	8.8659	3.1027	2968.3	3278.6	8.5452
500	35.680	3132.9	3489.7	9.8998	7.1338	3132.6	3489.3	9.1566	3.5655	3132.2	3488.7	8.8362
600	40.296	3303.3	3706.3	10.1631	8.0577	3303.1	3706.0	9.4201	4.0279	3302.8	3705.6	9.0999
700	44.911	3480.8	3929.9	10.4056	8.9813	3480.6	3929.7	9.6626	4.4900	3480.4	3929.4	9.3424
800	49.527	3665.4	4160.6	10.6312	9.9047	3665.2	4160.4	9.8883	4.9519	3665.0	4160.2	9.5682
900	54.143	3856.9	4398.3	10.8429	10.8280	3856.8	4398.2	10.1000	5.4137	3856.7	4398.0	9.7800
1000	58.758	4055.3	4642.8	11.0429	11.7513	4055.2	4642.7	10.3000	5.8755	4055.0	4642.6	9.9800
1100	63.373	4260.0	4893.8	11.2326	12.6745	4259.9	4893.7	10.4897	6.3372	4259.8	4893.6	10.1698
1200	67.989	4470.9	5150.8	11.4132	13.5977	4470.8	5150.7	10.6704	6.7988	4470.7	5150.6	10.3504
1300	72.604	4687.4	5413.4	11.5857	14.5209	4687.3	5413.3	10.8429	7.2605	4687.2	5413.3	10.5229
	P = 0.20 MPa (120.21°C)				P = 0.30 MPa (133.52°C)				P = 0.40 MPa (143.61°C)			
Sat.	0.88578	2529.1	2706.3	7.1270	0.60582	2543.2	2724.9	6.9917	0.46242	2553.1	2738.1	6.8955
150	0.95986	2577.1	2769.1	7.2810	0.63402	2571.0	2761.2	7.0792	0.47088	2564.4	2752.8	6.9306
200	1.08049	2654.6	2870.7	7.5081	0.71643	2651.0	2865.9	7.3132	0.53434	2647.2	2860.9	7.1723
250	1.19890	2731.4	2971.2	7.7100	0.79645	2728.9	2967.9	7.5180	0.59520	2726.4	2964.5	7.3804
300	1.31623	2808.8	3072.1	7.8941	0.87535	2807.0	3069.6	7.7037	0.65489	2805.1	3067.1	7.5677
400	1.54934	2967.2	3277.0	8.2236	1.03155	2966.0	3275.5	8.0347	0.77265	2964.9	3273.9	7.9003
500	1.78142	3131.4	3487.7	8.5153	1.18672	3130.6	3486.6	8.3271	0.88936	3129.8	3485.5	8.1933
600	2.01302	3302.2	3704.8	8.7793	1.34139	3301.6	3704.0	8.5915	1.00558	3301.0	3703.3	8.4580
700	2.24434	3479.9	3928.8	9.0221	1.49580	3479.5	3928.2	8.8345	1.12152	3479.0	3927.6	8.7012
800	2.47550	3664.7	4159.8	9.2479	1.65004	3664.3	4159.3	9.0605	1.23730	3663.9	4158.9	8.9274
900	2.70656	3856.3	4397.7	9.4598	1.80417	3856.0	4397.3	9.2725	1.35298	3855.7	4396.9	9.1394
1000	2.93755	4054.8	4642.3	9.6599	1.95824	4054.5	4642.0	9.4726	1.46859	4054.3	4641.7	9.3396
1100	3.16848	4259.6	4893.3	9.8497	2.11226	4259.4	4893.1	9.6624	1.58414	4259.2	4892.9	9.5295
1200	3.39938	4470.5	5150.4	10.0304	2.26624	4470.3	5150.2	9.8431	1.69966	4470.2	5150.0	9.7102
1300	3.63026	4687.1	5413.1	10.2029	2.42019	4686.9	5413.0	10.0157	1.81516	4686.7	5412.8	9.8828
	P = 0.50 MPa (151.83°C)				P = 0.60 MPa (158.83°C)				P = 0.80 MPa (170.41°C)			
Sat.	0.37483	2560.7	2748.1	6.8207	0.31560	2566.8	2756.2	6.7593	0.24035	2576.0	2768.3	6.6616
200	0.42503	2643.3	2855.8	7.0610	0.35212	2639.4	2850.6	6.9683	0.26088	2631.1	2839.8	6.8177
250	0.47443	2723.8	2961.0	7.2725	0.39390	2721.2	2957.6	7.1833	0.29321	2715.9	2950.4	7.0402
300	0.52261	2803.3	3064.6	7.4614	0.43442	2801.4	3062.0	7.3740	0.32416	2797.5	3056.9	7.2345
350	0.57015	2883.0	3168.1	7.6346	0.47428	2881.6	3166.1	7.5481	0.35442	2878.6	3162.2	7.4107
400	0.61731	2963.7	3272.4	7.7956	0.51374	2962.5	3270.8	7.7097	0.38429	2960.2	3267.7	7.5735
500	0.71095	3129.0	3484.5	8.0893	0.59200	3128.2	3483.4	8.0041	0.44332	3126.6	3481.3	7.8692
600	0.80409	3300.4	3702.5	8.3544	0.66976	3299.8	3701.7	8.2695	0.50186	3298.7	3700.1	8.1354
700	0.89696	3478.6	3927.0	8.5978	0.74725	3478.1	3926.4	8.5132	0.56011	3477.2	3925.3	8.3794
800	0.98966	3663.6	4158.4	8.8240	0.82457	3663.2	4157.9	8.7395	0.61820	3662.5	4157.0	8.6061
900	1.08227	3855.4	4396.6	9.0362	0.90179	3855.1	4396.2	8.9518	0.67619	3854.5	4395.5	8.8185
1000	1.17480	4054.0	4641.4	9.2364	0.97893	4053.8	4641.1	9.1521	0.73411	4053.3	4640.5	9.0189
1100	1.26728	4259.0	4892.6	9.4263	1.05603	4258.8	4892.4	9.3420	0.79197	4258.3	4891.9	9.2090
1200	1.35972	4470.0	5149.8	9.6071	1.13309	4469.8	5149.6	9.5229	0.84980	4469.4	5149.3	9.3898
1300	1.45214	4686.6	5412.6	9.7797	1.21012	4686.4	5412.5	9.6955	0.90761	4686.1	5412.2	9.5625

*La temperatura entre paréntesis es la temperatura de saturación a la presión especificada.

† Propiedades del vapor saturado a la presión especificada.

TABLA A-6

Vapor de agua sobrecalentado (*continuación*)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	P = 1.00 MPa (179.88°C)				P = 1.20 MPa (187.96°C)				P = 1.40 MPa (195.04°C)			
Sat.	0.19437	2582.8	2777.1	6.5850	0.16326	2587.8	2783.8	6.5217	0.14078	2591.8	2788.9	6.4675
200	0.20602	2622.3	2828.3	6.6956	0.16934	2612.9	2816.1	6.5909	0.14303	2602.7	2803.0	6.4975
250	0.23275	2710.4	2943.1	6.9265	0.19241	2704.7	2935.6	6.8313	0.16356	2698.9	2927.9	6.7488
300	0.25799	2793.7	3051.6	7.1246	0.21386	2789.7	3046.3	7.0335	0.18233	2785.7	3040.9	6.9553
350	0.28250	2875.7	3158.2	7.3029	0.23455	2872.7	3154.2	7.2139	0.20029	2869.7	3150.1	7.1379
400	0.30661	2957.9	3264.5	7.4670	0.25482	2955.5	3261.3	7.3793	0.21782	2953.1	3258.1	7.3046
500	0.35411	3125.0	3479.1	7.7642	0.29464	3123.4	3477.0	7.6779	0.25216	3121.8	3474.8	7.6047
600	0.40111	3297.5	3698.6	8.0311	0.33395	3296.3	3697.0	7.9456	0.28597	3295.1	3695.5	7.8730
700	0.44783	3476.3	3924.1	8.2755	0.37297	3475.3	3922.9	8.1904	0.31951	3474.4	3921.7	8.1183
800	0.49438	3661.7	4156.1	8.5024	0.41184	3661.0	4155.2	8.4176	0.35288	3660.3	4154.3	8.3458
900	0.54083	3853.9	4394.8	8.7150	0.45059	3853.3	4394.0	8.6303	0.38614	3852.7	4393.3	8.5587
1000	0.58721	4052.7	4640.0	8.9155	0.48928	4052.2	4639.4	8.8310	0.41933	4051.7	4638.8	8.7595
1100	0.63354	4257.9	4891.4	9.1057	0.52792	4257.5	4891.0	9.0212	0.45247	4257.0	4890.5	8.9497
1200	0.67983	4469.0	5148.9	9.2866	0.56652	4468.7	5148.5	9.2022	0.48558	4468.3	5148.1	9.1308
1300	0.72610	4685.8	5411.9	9.4593	0.60509	4685.5	5411.6	9.3750	0.51866	4685.1	5411.3	9.3036
	P = 1.60 MPa (201.37°C)				P = 1.80 MPa (207.11°C)				P = 2.00 MPa (212.38°C)			
Sat.	0.12374	2594.8	2792.8	6.4200	0.11037	2597.3	2795.9	6.3775	0.09959	2599.1	2798.3	6.3390
225	0.13293	2645.1	2857.8	6.5537	0.11678	2637.0	2847.2	6.4825	0.10381	2628.5	2836.1	6.4160
250	0.14190	2692.9	2919.9	6.6753	0.12502	2686.7	2911.7	6.6088	0.11150	2680.3	2903.3	6.5475
300	0.15866	2781.6	3035.4	6.8864	0.14025	2777.4	3029.9	6.8246	0.12551	2773.2	3024.2	6.7684
350	0.17459	2866.6	3146.0	7.0713	0.15460	2863.6	3141.9	7.0120	0.13860	2860.5	3137.7	6.9583
400	0.19007	2950.8	3254.9	7.2394	0.16849	2948.3	3251.6	7.1814	0.15122	2945.9	3248.4	7.1292
500	0.22029	3120.1	3472.6	7.5410	0.19551	3118.5	3470.4	7.4845	0.17568	3116.9	3468.3	7.4337
600	0.24999	3293.9	3693.9	7.8101	0.22200	3292.7	3692.3	7.7543	0.19962	3291.5	3690.7	7.7043
700	0.27941	3473.5	3920.5	8.0558	0.24822	3472.6	3919.4	8.0005	0.22326	3471.7	3918.2	7.9509
800	0.30865	3659.5	4153.4	8.2834	0.27426	3658.8	4152.4	8.2284	0.24674	3658.0	4151.5	8.1791
900	0.33780	3852.1	4392.6	8.4965	0.30020	3851.5	4391.9	8.4417	0.27012	3850.9	4391.1	8.3925
1000	0.36687	4051.2	4638.2	8.6974	0.32606	4050.7	4637.6	8.6427	0.29342	4050.2	4637.1	8.5936
1100	0.39589	4256.6	4890.0	8.8878	0.35188	4256.2	4889.6	8.8331	0.31667	4255.7	4889.1	8.7842
1200	0.42488	4467.9	5147.7	9.0689	0.37766	4467.6	5147.3	9.0143	0.33989	4467.2	5147.0	8.9654
1300	0.45383	4684.8	5410.9	9.2418	0.40341	4684.5	5410.6	9.1872	0.36308	4684.2	5410.3	9.1384
	P = 2.50 MPa (223.95°C)				P = 3.00 MPa (233.85°C)				P = 3.50 MPa (242.56°C)			
Sat.	0.07995	2602.1	2801.9	6.2558	0.06667	2603.2	2803.2	6.1856	0.05706	2603.0	2802.7	6.1244
225	0.08026	2604.8	2805.5	6.2629								
250	0.08705	2663.3	2880.9	6.4107	0.07063	2644.7	2856.5	6.2893	0.05876	2624.0	2829.7	6.1764
300	0.09894	2762.2	3009.6	6.6459	0.08118	2750.8	2994.3	6.5412	0.06845	2738.8	2978.4	6.4484
350	0.10979	2852.5	3127.0	6.8424	0.09056	2844.4	3116.1	6.7450	0.07680	2836.0	3104.9	6.6601
400	0.12012	2939.8	3240.1	7.0170	0.09938	2933.6	3231.7	6.9235	0.08456	2927.2	3223.2	6.8428
450	0.13015	3026.2	3351.6	7.1768	0.10789	3021.2	3344.9	7.0856	0.09198	3016.1	3338.1	7.0074
500	0.13999	3112.8	3462.8	7.3254	0.11620	3108.6	3457.2	7.2359	0.09919	3104.5	3451.7	7.1593
600	0.15931	3288.5	3686.8	7.5979	0.13245	3285.5	3682.8	7.5103	0.11325	3282.5	3678.9	7.4357
700	0.17835	3469.3	3915.2	7.8455	0.14841	3467.0	3912.2	7.7590	0.12702	3464.7	3909.3	7.6855
800	0.19722	3656.2	4149.2	8.0744	0.16420	3654.3	4146.9	7.9885	0.14061	3652.5	4144.6	7.9156
900	0.21597	3849.4	4389.3	8.2882	0.17988	3847.9	4387.5	8.2028	0.15410	3846.4	4385.7	8.1304
1000	0.23466	4049.0	4635.6	8.4897	0.19549	4047.7	4634.2	8.4045	0.16751	4046.4	4632.7	8.3324
1100	0.25330	4254.7	4887.9	8.6804	0.21105	4253.6	4886.7	8.5955	0.18087	4252.5	4885.6	8.5236
1200	0.27190	4466.3	5146.0	8.8618	0.22658	4465.3	5145.1	8.7771	0.19420	4464.4	5144.1	8.7053
1300	0.29048	4683.4	5409.5	9.0349	0.24207	4682.6	5408.8	8.9502	0.20750	4681.8	5408.0	8.8786

TABLA A-6

Vapor de agua sobrecalentado (*continuación*)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	P = 4.0 MPa (250.35°C)				P = 4.5 MPa (257.44°C)				P = 5.0 MPa (263.94°C)			
Sat.	0.04978	2601.7	2800.8	6.0696	0.04406	2599.7	2798.0	6.0198	0.03945	2597.0	2794.2	5.9737
275	0.05461	2668.9	2887.3	6.2312	0.04733	2651.4	2864.4	6.1429	0.04144	2632.3	2839.5	6.0571
300	0.05887	2726.2	2961.7	6.3639	0.05138	2713.0	2944.2	6.2854	0.04535	2699.0	2925.7	6.2111
350	0.06647	2827.4	3093.3	6.5843	0.05842	2818.6	3081.5	6.5153	0.05197	2809.5	3069.3	6.4516
400	0.07343	2920.8	3214.5	6.7714	0.06477	2914.2	3205.7	6.7071	0.05784	2907.5	3196.7	6.6483
450	0.08004	3011.0	3331.2	6.9386	0.07076	3005.8	3324.2	6.8770	0.06332	3000.6	3317.2	6.8210
500	0.08644	3100.3	3446.0	7.0922	0.07652	3096.0	3440.4	7.0323	0.06858	3091.8	3434.7	6.9781
600	0.09886	3279.4	3674.9	7.3706	0.08766	3276.4	3670.9	7.3127	0.07870	3273.3	3666.9	7.2605
700	0.11098	3462.4	3906.3	7.6214	0.09850	3460.0	3903.3	7.5647	0.08852	3457.7	3900.3	7.5136
800	0.12292	3650.6	4142.3	7.8523	0.10916	3648.8	4140.0	7.7962	0.09816	3646.9	4137.7	7.7458
900	0.13476	3844.8	4383.9	8.0675	0.11972	3843.3	4382.1	8.0118	0.10769	3841.8	4380.2	7.9619
1000	0.14653	4045.1	4631.2	8.2698	0.13020	4043.9	4629.8	8.2144	0.11715	4042.6	4628.3	8.1648
1100	0.15824	4251.4	4884.4	8.4612	0.14064	4250.4	4883.2	8.4060	0.12655	4249.3	4882.1	8.3566
1200	0.16992	4463.5	5143.2	8.6430	0.15103	4462.6	5142.2	8.5880	0.13592	4461.6	5141.3	8.5388
1300	0.18157	4680.9	5407.2	8.8164	0.16140	4680.1	5406.5	8.7616	0.14527	4679.3	5405.7	8.7124
	P = 6.0 MPa (275.59°C)				P = 7.0 MPa (285.83°C)				P = 8.0 MPa (295.01°C)			
Sat.	0.03245	2589.9	2784.6	5.8902	0.027378	2581.0	2772.6	5.8148	0.023525	2570.5	2758.7	5.7450
300	0.03619	2668.4	2885.6	6.0703	0.029492	2633.5	2839.9	5.9337	0.024279	2592.3	2786.5	5.7937
350	0.04225	2790.4	3043.9	6.3357	0.035262	2770.1	3016.9	6.2305	0.029975	2748.3	2988.1	6.1321
400	0.04742	2893.7	3178.3	6.5432	0.039958	2879.5	3159.2	6.4502	0.034344	2864.6	3139.4	6.3658
450	0.05217	2989.9	3302.9	6.7219	0.044187	2979.0	3288.3	6.6353	0.038194	2967.8	3273.3	6.5579
500	0.05667	3083.1	3423.1	6.8826	0.048157	3074.3	3411.4	6.8000	0.041767	3065.4	3399.5	6.7266
550	0.06102	3175.2	3541.3	7.0308	0.051966	3167.9	3531.6	6.9507	0.045172	3160.5	3521.8	6.8800
600	0.06527	3267.2	3658.8	7.1693	0.055665	3261.0	3650.6	7.0910	0.048463	3254.7	3642.4	7.0221
700	0.07355	3453.0	3894.3	7.4247	0.062850	3448.3	3888.3	7.3487	0.054829	3443.6	3882.2	7.2822
800	0.08165	3643.2	4133.1	7.6582	0.069856	3639.5	4128.5	7.5836	0.061011	3635.7	4123.8	7.5185
900	0.08964	3838.8	4376.6	7.8751	0.076750	3835.7	4373.0	7.8014	0.067082	3832.7	4369.3	7.7372
1000	0.09756	4040.1	4625.4	8.0786	0.083571	4037.5	4622.5	8.0055	0.073079	4035.0	4619.6	7.9419
1100	0.10543	4247.1	4879.7	8.2709	0.090341	4245.0	4877.4	8.1982	0.079025	4242.8	4875.0	8.1350
1200	0.11326	4459.8	5139.4	8.4534	0.097075	4457.9	5137.4	8.3810	0.084934	4456.1	5135.5	8.3181
1300	0.12107	4677.7	5404.1	8.6273	0.103781	4676.1	5402.6	8.5551	0.090817	4674.5	5401.0	8.4925
	P = 9.0 MPa (303.35°C)				P = 10.0 MPa (311.00°C)				P = 12.5 MPa (327.81°C)			
Sat.	0.020489	2558.5	2742.9	5.6791	0.018028	2545.2	2725.5	5.6159	0.013496	2505.6	2674.3	5.4638
325	0.023284	2647.6	2857.1	5.8738	0.019877	2611.6	2810.3	5.7596				
350	0.025816	2725.0	2957.3	6.0380	0.022440	2699.6	2924.0	5.9460	0.016138	2624.9	2826.6	5.7130
400	0.029960	2849.2	3118.8	6.2876	0.026436	2833.1	3097.5	6.2141	0.020030	2789.6	3040.0	6.0433
450	0.033524	2956.3	3258.0	6.4872	0.029782	2944.5	3242.4	6.4219	0.023019	2913.7	3201.5	6.2749
500	0.036793	3056.3	3387.4	6.6603	0.032811	3047.0	3375.1	6.5995	0.025630	3023.2	3343.6	6.4651
550	0.039885	3153.0	3512.0	6.8164	0.035655	3145.4	3502.0	6.7585	0.028033	3126.1	3476.5	6.6317
600	0.042861	3248.4	3634.1	6.9605	0.038378	3242.0	3625.8	6.9045	0.030306	3225.8	3604.6	6.7828
650	0.045755	3343.4	3755.2	7.0954	0.041018	3338.0	3748.1	7.0408	0.032491	3324.1	3730.2	6.9227
700	0.048589	3438.8	3876.1	7.2229	0.043597	3434.0	3870.0	7.1693	0.034612	3422.0	3854.6	7.0540
800	0.054132	3632.0	4119.2	7.4606	0.048629	3628.2	4114.5	7.4085	0.038724	3618.8	4102.8	7.2967
900	0.059562	3829.6	4365.7	7.6802	0.053547	3826.5	4362.0	7.6290	0.042720	3818.9	4352.9	7.5195
1000	0.064919	4032.4	4616.7	7.8855	0.058391	4029.9	4613.8	7.8349	0.046641	4023.5	4606.5	7.7269
1100	0.070224	4240.7	4872.7	8.0791	0.063183	4238.5	4870.3	8.0289	0.050510	4233.1	4864.5	7.9220
1200	0.075492	4454.2	5133.6	8.2625	0.067938	4452.4	5131.7	8.2126	0.054342	4447.7	5127.0	8.1065
1300	0.080733	4672.9	5399.5	8.4371	0.072667	4671.3	5398.0	8.3874	0.058147	4667.3	5394.1	8.2819

TABLA A-6

Vapor de agua sobrecalentado (*conclusión*)

T °C	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K	*v* m³/kg	*u* kJ/kg	*h* kJ/kg	*s* kJ/kg · K
	P = 15.0 MPa (342.16°C)				*P* = 17.5 MPa (354.67°C)				*P* = 20.0 MPa (365.75°C)			
Sat.	0.010341	2455.7	2610.8	5.3108	0.007932	2390.7	2529.5	5.1435	0.005862	2294.8	2412.1	4.9310
350	0.011481	2520.9	2693.1	5.4438								
400	0.015671	2740.6	2975.7	5.8819	0.012463	2684.3	2902.4	5.7211	0.009950	2617.9	2816.9	5.5526
450	0.018477	2880.8	3157.9	6.1434	0.015204	2845.4	3111.4	6.0212	0.012721	2807.3	3061.7	5.9043
500	0.020828	2998.4	3310.8	6.3480	0.017385	2972.4	3276.7	6.2424	0.014793	2945.3	3241.2	6.1446
550	0.022945	3106.2	3450.4	6.5230	0.019305	3085.8	3423.6	6.4266	0.016571	3064.7	3396.2	6.3390
600	0.024921	3209.3	3583.1	6.6796	0.021073	3192.5	3561.3	6.5890	0.018185	3175.3	3539.0	6.5075
650	0.026804	3310.1	3712.1	6.8233	0.022742	3295.8	3693.8	6.7366	0.019695	3281.4	3675.3	6.6593
700	0.028621	3409.8	3839.1	6.9573	0.024342	3397.5	3823.5	6.8735	0.021134	3385.1	3807.8	6.7991
800	0.032121	3609.3	4091.1	7.2037	0.027405	3599.7	4079.3	7.1237	0.023870	3590.1	4067.5	7.0531
900	0.035503	3811.2	4343.7	7.4288	0.030348	3803.5	4334.6	7.3511	0.026484	3795.7	4325.4	7.2829
1000	0.038808	4017.1	4599.2	7.6378	0.033215	4010.7	4592.0	7.5616	0.029020	4004.3	4584.7	7.4950
1100	0.042062	4227.7	4858.6	7.8339	0.036029	4222.3	4852.8	7.7588	0.031504	4216.9	4847.0	7.6933
1200	0.045279	4443.1	5122.3	8.0192	0.038806	4438.5	5117.6	7.9449	0.033952	4433.8	5112.9	7.8802
1300	0.048469	4663.3	5390.3	8.1952	0.041556	4659.2	5386.5	8.1215	0.036371	4655.2	5382.7	8.0574
	P = 25.0 MPa				*P* = 30.0 MPa				*P* = 35.0 MPa			
375	0.001978	1799.9	1849.4	4.0345	0.001792	1738.1	1791.9	3.9313	0.001701	1702.8	1762.4	3.8724
400	0.006005	2428.5	2578.7	5.1400	0.002798	2068.9	2152.8	4.4758	0.002105	1914.9	1988.6	4.2144
425	0.007886	2607.8	2805.0	5.4708	0.005299	2452.9	2611.8	5.1473	0.003434	2253.3	2373.5	4.7751
450	0.009176	2721.2	2950.6	5.6759	0.006737	2618.9	2821.0	5.4422	0.004957	2497.5	2671.0	5.1946
500	0.011143	2887.3	3165.9	5.9643	0.008691	2824.0	3084.8	5.7956	0.006933	2755.3	2997.9	5.6331
550	0.012736	3020.8	3339.2	6.1816	0.010175	2974.5	3279.7	6.0403	0.008348	2925.8	3218.0	5.9093
600	0.014140	3140.0	3493.5	6.3637	0.011445	3103.4	3446.8	6.2373	0.009523	3065.6	3399.0	6.1229
650	0.015430	3251.9	3637.7	6.5243	0.012590	3221.7	3599.4	6.4074	0.010565	3190.9	3560.7	6.3030
700	0.016643	3359.9	3776.0	6.6702	0.013654	3334.3	3743.9	6.5599	0.011523	3308.3	3711.6	6.4623
800	0.018922	3570.7	4043.8	6.9322	0.015628	3551.2	4020.0	6.8301	0.013278	3531.6	3996.3	6.7409
900	0.021075	3780.2	4307.1	7.1668	0.017473	3764.6	4288.8	7.0695	0.014904	3749.0	4270.6	6.9853
1000	0.023150	3991.5	4570.2	7.3821	0.019240	3978.6	4555.8	7.2880	0.016450	3965.8	4541.5	7.2069
1100	0.025172	4206.1	4835.4	7.5825	0.020954	4195.2	4823.9	7.4906	0.017942	4184.4	4812.4	7.4118
1200	0.027157	4424.6	5103.5	7.7710	0.022630	4415.3	5094.2	7.6807	0.019398	4406.1	5085.0	7.6034
1300	0.029115	4647.2	5375.1	7.9494	0.024279	4639.2	5367.6	7.8602	0.020827	4631.2	5360.2	7.7841
	P = 40.0 MPa				*P* = 50.0 MPa				*P* = 60.0 MPa			
375	0.001641	1677.0	1742.6	3.8290	0.001560	1638.6	1716.6	3.7642	0.001503	1609.7	1699.9	3.7149
400	0.001911	1855.0	1931.4	4.1145	0.001731	1787.8	1874.4	4.0029	0.001633	1745.2	1843.2	3.9317
425	0.002538	2097.5	2199.0	4.5044	0.002009	1960.3	2060.7	4.2746	0.001816	1892.9	2001.8	4.1630
450	0.003692	2364.2	2511.8	4.9449	0.002487	2160.3	2284.7	4.5896	0.002086	2055.1	2180.2	4.4140
500	0.005623	2681.6	2906.5	5.4744	0.003890	2528.1	2722.6	5.1762	0.002952	2393.2	2570.3	4.9356
550	0.006985	2875.1	3154.4	5.7857	0.005118	2769.5	3025.4	5.5563	0.003955	2664.6	2901.9	5.3517
600	0.008089	3026.8	3350.4	6.0170	0.006108	2947.1	3252.6	5.8245	0.004833	2866.8	3156.8	5.6527
650	0.009053	3159.5	3521.6	6.2078	0.006957	3095.6	3443.5	6.0373	0.005591	3031.3	3366.8	5.8867
700	0.009930	3282.0	3679.2	6.3740	0.007717	3228.7	3614.6	6.2179	0.006265	3175.4	3551.3	6.0814
800	0.011521	3511.8	3972.6	6.6613	0.009073	3472.2	3925.8	6.5225	0.007456	3432.6	3880.0	6.4033
900	0.012980	3733.3	4252.5	6.9107	0.010296	3702.0	4216.8	6.7819	0.008519	3670.9	4182.1	6.6725
1000	0.014360	3952.9	4527.3	7.1355	0.011441	3927.4	4499.4	7.0131	0.009504	3902.0	4472.2	6.9099
1100	0.015686	4173.7	4801.1	7.3425	0.012534	4152.2	4778.9	7.2244	0.010439	4130.9	4757.3	7.1255
1200	0.016976	4396.9	5075.9	7.5357	0.013590	4378.6	5058.1	7.4207	0.011339	4360.5	5040.8	7.3248
1300	0.018239	4623.3	5352.8	7.7175	0.014620	4607.5	5338.5	7.6048	0.012213	4591.8	5324.5	7.5111

TABLA A-7

Agua líquida comprimida

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	P = 5 MPa (263.94°C)				P = 10 MPa (311.00°C)				P = 15 MPa (342.16°C)			
Sat.	0.0012862	1148.1	1154.5	2.9207	0.0014522	1393.3	1407.9	3.3603	0.0016572	1585.5	1610.3	3.6848
0	0.0009977	0.04	5.03	0.0001	0.0009952	0.12	10.07	0.0003	0.0009928	0.18	15.07	0.0004
20	0.0009996	83.61	88.61	0.2954	0.0009973	83.31	93.28	0.2943	0.0009951	83.01	97.93	0.2932
40	0.0010057	166.92	171.95	0.5705	0.0010035	166.33	176.37	0.5685	0.0010013	165.75	180.77	0.5666
60	0.0010149	250.29	255.36	0.8287	0.0010127	249.43	259.55	0.8260	0.0010105	248.58	263.74	0.8234
80	0.0010267	333.82	338.96	1.0723	0.0010244	332.69	342.94	1.0691	0.0010221	331.59	346.92	1.0659
100	0.0010410	417.65	422.85	1.3034	0.0010385	416.23	426.62	1.2996	0.0010361	414.85	430.39	1.2958
120	0.0010576	501.91	507.19	1.5236	0.0010549	500.18	510.73	1.5191	0.0010522	498.50	514.28	1.5148
140	0.0010769	586.80	592.18	1.7344	0.0010738	584.72	595.45	1.7293	0.0010708	582.69	598.75	1.7243
160	0.0010988	672.55	678.04	1.9374	0.0010954	670.06	681.01	1.9316	0.0010920	667.63	684.01	1.9259
180	0.0011240	759.47	765.09	2.1338	0.0011200	756.48	767.68	2.1271	0.0011160	753.58	770.32	2.1206
200	0.0011531	847.92	853.68	2.3251	0.0011482	844.32	855.80	2.3174	0.0011435	840.84	858.00	2.3100
220	0.0011868	938.39	944.32	2.5127	0.0011809	934.01	945.82	2.5037	0.0011752	929.81	947.43	2.4951
240	0.0012268	1031.6	1037.7	2.6983	0.0012192	1026.2	1038.3	2.6876	0.0012121	1021.0	1039.2	2.6774
260	0.0012755	1128.5	1134.9	2.8841	0.0012653	1121.6	1134.3	2.8710	0.0012560	1115.1	1134.0	2.8586
280					0.0013226	1221.8	1235.0	3.0565	0.0013096	1213.4	1233.0	3.0410
300					0.0013980	1329.4	1343.3	3.2488	0.0013783	1317.6	1338.3	3.2279
320									0.0014733	1431.9	1454.0	3.4263
340									0.0016311	1567.9	1592.4	3.6555
	P = 20 MPa (365.75°C)				P = 30 MPa				P = 50 MPa			
Sat.	0.0020378	1785.8	1826.6	4.0146								
0	0.0009904	0.23	20.03	0.0005	0.0009857	0.29	29.86	0.0003	0.0009767	0.29	49.13	−0.0010
20	0.0009929	82.71	102.57	0.2921	0.0009886	82.11	111.77	0.2897	0.0009805	80.93	129.95	0.2845
40	0.0009992	165.17	185.16	0.5646	0.0009951	164.05	193.90	0.5607	0.0009872	161.90	211.25	0.5528
60	0.0010084	247.75	267.92	0.8208	0.0010042	246.14	276.26	0.8156	0.0009962	243.08	292.88	0.8055
80	0.0010199	330.50	350.90	1.0627	0.0010155	328.40	358.86	1.0564	0.0010072	324.42	374.78	1.0442
100	0.0010337	413.50	434.17	1.2920	0.0010290	410.87	441.74	1.2847	0.0010201	405.94	456.94	1.2705
120	0.0010496	496.85	517.84	1.5105	0.0010445	493.66	525.00	1.5020	0.0010349	487.69	539.43	1.4859
140	0.0010679	580.71	602.07	1.7194	0.0010623	576.90	608.76	1.7098	0.0010517	569.77	622.36	1.6916
160	0.0010886	665.28	687.05	1.9203	0.0010823	660.74	693.21	1.9094	0.0010704	652.33	705.85	1.8889
180	0.0011122	750.78	773.02	2.1143	0.0011049	745.40	778.55	2.1020	0.0010914	735.49	790.06	2.0790
200	0.0011390	837.49	860.27	2.3027	0.0011304	831.11	865.02	2.2888	0.0011149	819.45	875.19	2.2628
220	0.0011697	925.77	949.16	2.4867	0.0011595	918.15	952.93	2.4707	0.0011412	904.39	961.45	2.4414
240	0.0012053	1016.1	1040.2	2.6676	0.0011927	1006.9	1042.7	2.6491	0.0011708	990.55	1049.1	2.6156
260	0.0012472	1109.0	1134.0	2.8469	0.0012314	1097.8	1134.7	2.8250	0.0012044	1078.2	1138.4	2.7864
280	0.0012978	1205.6	1231.5	3.0265	0.0012770	1191.5	1229.8	3.0001	0.0012430	1167.7	1229.9	2.9547
300	0.0013611	1307.2	1334.4	3.2091	0.0013322	1288.9	1328.9	3.1761	0.0012879	1259.6	1324.0	3.1218
320	0.0014450	1416.6	1445.5	3.3996	0.0014014	1391.7	1433.7	3.3558	0.0013409	1354.3	1421.4	3.2888
340	0.0015693	1540.2	1571.6	3.6086	0.0014932	1502.4	1547.1	3.5438	0.0014049	1452.9	1523.1	3.4575
360	0.0018248	1703.6	1740.1	3.8787	0.0016276	1626.8	1675.6	3.7499	0.0014848	1556.5	1630.7	3.6301
380					0.0018729	1782.0	1838.2	4.0026	0.0015884	1667.1	1746.5	3.8102

TABLA A-8

Hielo saturado. Vapor de agua

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna,* kJ/kg			*Entalpía,* kJ/kg			*Entropía,* kJ/kg · K		
Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Hielo sat, v_i	Vapor sat., v_g	Hielo sat., u_i	Subl., u_{ig}	Vapor sat., u_g	Hielo sat., h_i	Subl., h_{ig}	Vapor sat., h_g	Hielo sat., s_i	Subl., s_{ig}	Vapor sat., s_g
0.01	0.61169	0.001091	205.99	−333.40	2707.9	2374.5	−333.40	2833.9	2500.5	−1.2202	10.374	9.154
0	0.61115	0.001091	206.17	−333.43	2707.9	2374.5	−333.43	2833.9	2500.5	−1.2204	10.375	9.154
−2	0.51772	0.001091	241.62	−337.63	2709.4	2371.8	−337.63	2834.5	2496.8	−1.2358	10.453	9.218
−4	0.43748	0.001090	283.84	−341.80	2710.8	2369.0	−341.80	2835.0	2493.2	−1.2513	10.533	9.282
−6	0.36873	0.001090	334.27	−345.94	2712.2	2366.2	−345.93	2835.4	2489.5	−1.2667	10.613	9.347
−8	0.30998	0.001090	394.66	−350.04	2713.5	2363.5	−350.04	2835.8	2485.8	−1.2821	10.695	9.413
−10	0.25990	0.001089	467.17	−354.12	2714.8	2360.7	−354.12	2836.2	2482.1	−1.2976	10.778	9.480
−12	0.21732	0.001089	554.47	−358.17	2716.1	2357.9	−358.17	2836.6	2478.4	−1.3130	10.862	9.549
−14	0.18121	0.001088	659.88	−362.18	2717.3	2355.2	−362.18	2836.9	2474.7	−1.3284	10.947	9.618
−16	0.15068	0.001088	787.51	−366.17	2718.6	2352.4	−366.17	2837.2	2471.0	−1.3439	11.033	9.689
−18	0.12492	0.001088	942.51	−370.13	2719.7	2349.6	−370.13	2837.5	2467.3	−1.3593	11.121	9.761
−20	0.10326	0.001087	1131.3	−374.06	2720.9	2346.8	−374.06	2837.7	2463.6	−1.3748	11.209	9.835
−22	0.08510	0.001087	1362.0	−377.95	2722.0	2344.1	−377.95	2837.9	2459.9	−1.3903	11.300	9.909
−24	0.06991	0.001087	1644.7	−381.82	2723.1	2341.3	−381.82	2838.1	2456.2	−1.4057	11.391	9.985
−26	0.05725	0.001087	1992.2	−385.66	2724.2	2338.5	−385.66	2838.2	2452.5	−1.4212	11.484	10.063
−28	0.04673	0.001086	2421.0	−389.47	2725.2	2335.7	−389.47	2838.3	2448.8	−1.4367	11.578	10.141
−30	0.03802	0.001086	2951.7	−393.25	2726.2	2332.9	−393.25	2838.4	2445.1	−1.4521	11.673	10.221
−32	0.03082	0.001086	3610.9	−397.00	2727.2	2330.2	−397.00	2838.4	2441.4	−1.4676	11.770	10.303
−34	0.02490	0.001085	4432.4	−400.72	2728.1	2327.4	−400.72	2838.5	2437.7	−1.4831	11.869	10.386
−36	0.02004	0.001085	5460.1	−404.40	2729.0	2324.6	−404.40	2838.4	2434.0	−1.4986	11.969	10.470
−38	0.01608	0.001085	6750.5	−408.07	2729.9	2321.8	−408.07	2838.4	2430.3	−1.5141	12.071	10.557
−40	0.01285	0.001084	8376.7	−411.70	2730.7	2319.0	−411.70	2838.3	2426.6	−1.5296	12.174	10.644

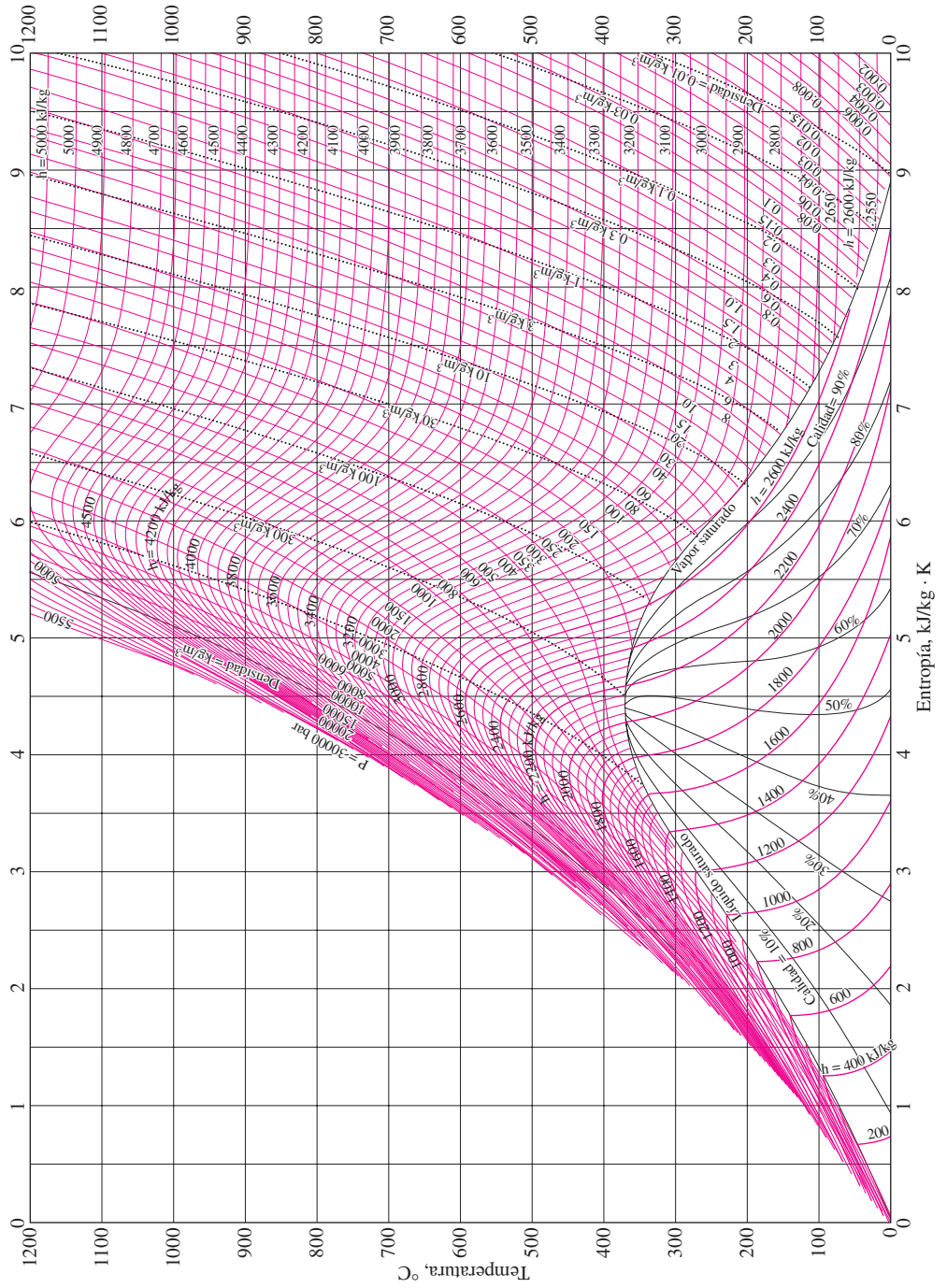


FIGURA A-9
Diagrama *T-s* para el agua.

Copyright © 1984. De NBS/NRC Steam Tables/1 por Lester Haar, John S. Gallagher y George S. Kell. Reproducido con permiso de Routledge/Taylor & Francis Books, Inc.

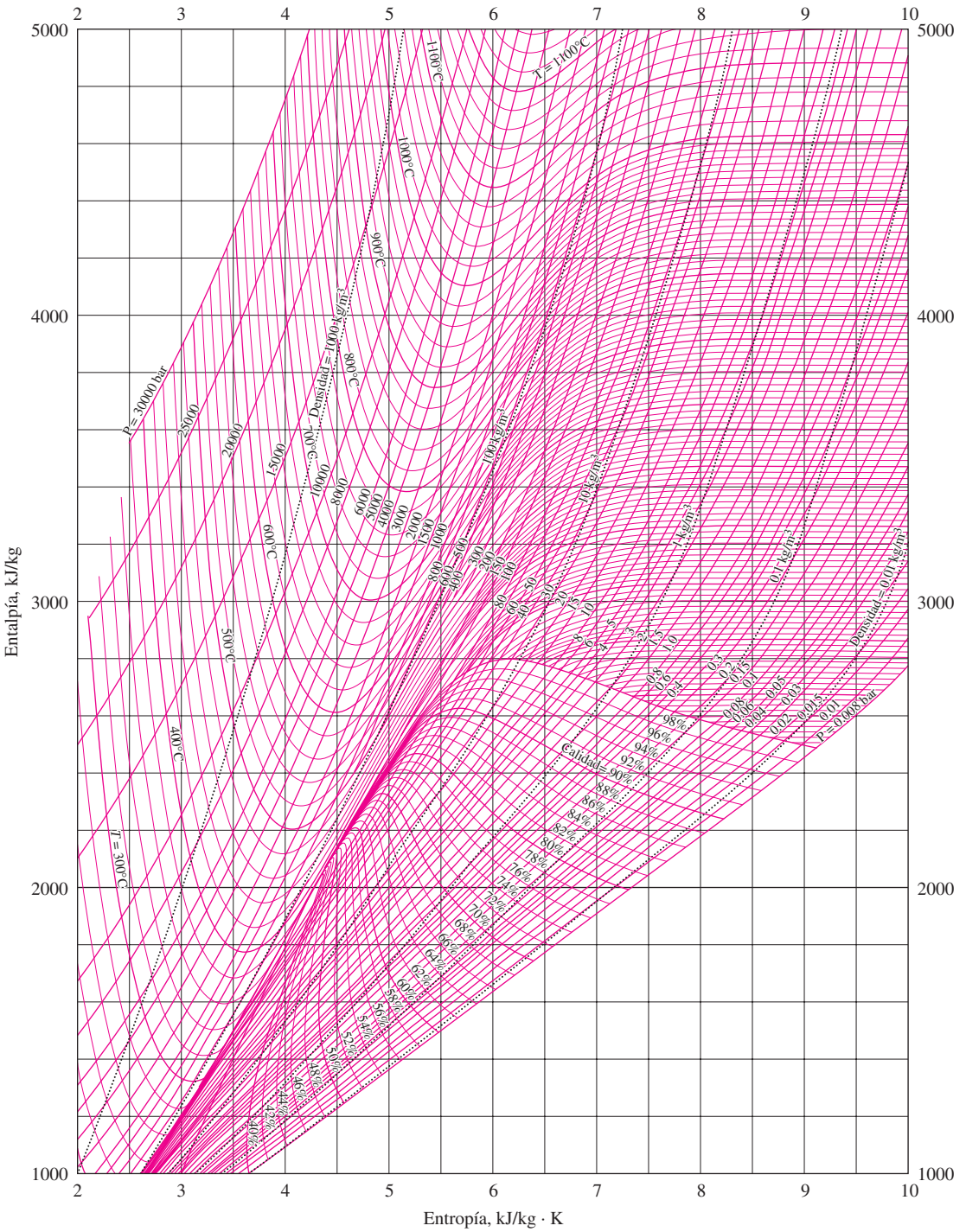


FIGURA A-10

Diagrama de Mollier para el agua.

Copyright © 1984. De NBS/NRC Steam Tables/1 por Lester Haar, John S. Gallagher y George S. Kell. Reproducido con permiso de Routledge/Taylor & Francis Books, Inc.

TABLA A-11

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna,* kJ/kg			*Entalpía,* kJ/kg			*Entropía,* kJ/kg · K		
Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
−40	51.25	0.0007054	0.36081	−0.036	207.40	207.37	0.000	225.86	225.86	0.00000	0.96866	0.96866
−38	56.86	0.0007083	0.32732	2.475	206.04	208.51	2.515	224.61	227.12	0.01072	0.95511	0.96584
−36	62.95	0.0007112	0.29751	4.992	204.67	209.66	5.037	223.35	228.39	0.02138	0.94176	0.96315
−34	69.56	0.0007142	0.27090	7.517	203.29	210.81	7.566	222.09	229.65	0.03199	0.92859	0.96058
−32	76.71	0.0007172	0.24711	10.05	201.91	211.96	10.10	220.81	230.91	0.04253	0.91560	0.95813
−30	84.43	0.0007203	0.22580	12.59	200.52	213.11	12.65	219.52	232.17	0.05301	0.90278	0.95579
−28	92.76	0.0007234	0.20666	15.13	199.12	214.25	15.20	218.22	233.43	0.06344	0.89012	0.95356
−26	101.73	0.0007265	0.18946	17.69	197.72	215.40	17.76	216.92	234.68	0.07382	0.87762	0.95144
−24	111.37	0.0007297	0.17395	20.25	196.30	216.55	20.33	215.59	235.92	0.08414	0.86527	0.94941
−22	121.72	0.0007329	0.15995	22.82	194.88	217.70	22.91	214.26	s237.17	0.09441	0.85307	0.94748
−20	132.82	0.0007362	0.14729	25.39	193.45	218.84	25.49	212.91	238.41	0.10463	0.84101	0.94564
−18	144.69	0.0007396	0.13583	27.98	192.01	219.98	28.09	211.55	239.64	0.11481	0.82908	0.94389
−16	157.38	0.0007430	0.12542	30.57	190.56	221.13	30.69	210.18	240.87	0.12493	0.81729	0.94222
−14	170.93	0.0007464	0.11597	33.17	189.09	222.27	33.30	208.79	242.09	0.13501	0.80561	0.94063
−12	185.37	0.0007499	0.10736	35.78	187.62	223.40	35.92	207.38	243.30	0.14504	0.79406	0.93911
−10	200.74	0.0007535	0.099516	38.40	186.14	224.54	38.55	205.96	244.51	0.15504	0.78263	0.93766
−8	217.08	0.0007571	0.092352	41.03	184.64	225.67	41.19	204.52	245.72	0.16498	0.77130	0.93629
−6	234.44	0.0007608	0.085802	43.66	183.13	226.80	43.84	203.07	246.91	0.17489	0.76008	0.93497
−4	252.85	0.0007646	0.079804	46.31	181.61	227.92	46.50	201.60	248.10	0.18476	0.74896	0.93372
−2	272.36	0.0007684	0.074304	48.96	180.08	229.04	49.17	200.11	249.28	0.19459	0.73794	0.93253
0	293.01	0.0007723	0.069255	51.63	178.53	230.16	51.86	198.60	250.45	0.20439	0.72701	0.93139
2	314.84	0.0007763	0.064612	54.30	176.97	231.27	54.55	197.07	251.61	0.21415	0.71616	0.93031
4	337.90	0.0007804	0.060338	56.99	175.39	232.38	57.25	195.51	252.77	0.22387	0.70540	0.92927
6	362.23	0.0007845	0.056398	59.68	173.80	233.48	59.97	193.94	253.91	0.23356	0.69471	0.92828
8	387.88	0.0007887	0.052762	62.39	172.19	234.58	62.69	192.35	255.04	0.24323	0.68410	0.92733
10	414.89	0.0007930	0.049403	65.10	170.56	235.67	65.43	190.73	256.16	0.25286	0.67356	0.92641
12	443.31	0.0007975	0.046295	67.83	168.92	236.75	68.18	189.09	257.27	0.26246	0.66308	0.92554
14	473.19	0.0008020	0.043417	70.57	167.26	237.83	70.95	187.42	258.37	0.27204	0.65266	0.92470
16	504.58	0.0008066	0.040748	73.32	165.58	238.90	73.73	185.73	259.46	0.28159	0.64230	0.92389
18	537.52	0.0008113	0.038271	76.08	163.88	239.96	76.52	184.01	260.53	0.29112	0.63198	0.92310

TABLA A-11

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura (*conclusión*)

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna,* kJ/kg			*Entalpía,* kJ/kg			*Entropía,* kJ/kg · K		
Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
20	572.07	0.0008161	0.035969	78.86	162.16	241.02	79.32	182.27	261.59	0.30063	0.62172	0.92234
22	608.27	0.0008210	0.033828	81.64	160.42	242.06	82.14	180.49	262.64	0.31011	0.61149	0.92160
24	646.18	0.0008261	0.031834	84.44	158.65	243.10	84.98	178.69	263.67	0.31958	0.60130	0.92088
26	685.84	0.0008313	0.029976	87.26	156.87	244.12	87.83	176.85	264.68	0.32903	0.59115	0.92018
28	727.31	0.0008366	0.028242	90.09	155.05	245.14	90.69	174.99	265.68	0.33846	0.58102	0.91948
30	770.64	0.0008421	0.026622	92.93	153.22	246.14	93.58	173.08	266.66	0.34789	0.57091	0.91879
32	815.89	0.0008478	0.025108	95.79	151.35	247.14	96.48	171.14	267.62	0.35730	0.56082	0.91811
34	863.11	0.0008536	0.023691	98.66	149.46	248.12	99.40	169.17	268.57	0.36670	0.55074	0.91743
36	912.35	0.0008595	0.022364	101.55	147.54	249.08	102.33	167.16	269.49	0.37609	0.54066	0.91675
38	963.68	0.0008657	0.021119	104.45	145.58	250.04	105.29	165.10	270.39	0.38548	0.53058	0.91606
40	1017.1	0.0008720	0.019952	107.38	143.60	250.97	108.26	163.00	271.27	0.39486	0.52049	0.91536
42	1072.8	0.0008786	0.018855	110.32	141.58	251.89	111.26	160.86	272.12	0.40425	0.51039	0.91464
44	1130.7	0.0008854	0.017824	113.28	139.52	252.80	114.28	158.67	272.95	0.41363	0.50027	0.91391
46	1191.0	0.0008924	0.016853	116.26	137.42	253.68	117.32	156.43	273.75	0.42302	0.49012	0.91315
48	1253.6	0.0008996	0.015939	119.26	135.29	254.55	120.39	154.14	274.53	0.43242	0.47993	0.91236
52	1386.2	0.0009150	0.014265	125.33	130.88	256.21	126.59	149.39	275.98	0.45126	0.45941	0.91067
56	1529.1	0.0009317	0.012771	131.49	126.28	257.77	132.91	144.38	277.30	0.47018	0.43863	0.90880
60	1682.8	0.0009498	0.011434	137.76	121.46	259.22	139.36	139.10	278.46	0.48920	0.41749	0.90669
65	1891.0	0.0009750	0.009950	145.77	115.05	260.82	147.62	132.02	279.64	0.51320	0.39039	0.90359
70	2118.2	0.0010037	0.008642	154.01	108.14	262.15	156.13	124.32	280.46	0.53755	0.36227	0.89982
75	2365.8	0.0010372	0.007480	162.53	100.60	263.13	164.98	115.85	280.82	0.56241	0.33272	0.89512
80	2635.3	0.0010772	0.006436	171.40	92.23	263.63	174.24	106.35	280.59	0.58800	0.30111	0.88912
85	2928.2	0.0011270	0.005486	180.77	82.67	263.44	184.07	95.44	279.51	0.61473	0.26644	0.88117
90	3246.9	0.0011932	0.004599	190.89	71.29	262.18	194.76	82.35	277.11	0.64336	0.22674	0.87010
95	3594.1	0.0012933	0.003726	202.40	56.47	258.87	207.05	65.21	272.26	0.67578	0.17711	0.85289
100	3975.1	0.0015269	0.002630	218.72	29.19	247.91	224.79	33.58	258.37	0.72217	0.08999	0.81215

Fuente: Las tablas A-11 a A-13 se generaron utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es la R134a, la cual está basada en la ecuación fundamental de estado desarrollada por R. Tillner-Roth y H. D. Baehr, "An Internacional Standard Formulation for the Thermodynamic Properties de 1,1,1,2-Tetrafluoretano (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa", J. *Phys. Chem, Ref. Data,* Vol. 23, No. 5, 1994. Los valores de entalpía y entropía para el líquido saturado son cero a –40°C (y –40°F).

TABLA A-12

Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión

		Volumen específico, m^3/kg		*Energía interna,* kJ/kg			*Entalpía,* kJ/kg			*Entropía,* kJ/kg · K		
Pres., P kPa	Temp. sat., T_{sat} °C	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
60	−36.95	0.0007098	0.31121	3.798	205.32	209.12	3.841	223.95	227.79	0.01634	0.94807	0.96441
70	−33.87	0.0007144	0.26929	7.680	203.20	210.88	7.730	222.00	229.73	0.03267	0.92775	0.96042
80	−31.13	0.0007185	0.23753	11.15	201.30	212.46	11.21	220.25	231.46	0.04711	0.90999	0.95710
90	−28.65	0.0007223	0.21263	14.31	199.57	213.88	14.37	218.65	233.02	0.06008	0.89419	0.95427
100	−26.37	0.0007259	0.19254	17.21	197.98	215.19	17.28	217.16	234.44	0.07188	0.87995	0.95183
120	−22.32	0.0007324	0.16212	22.40	195.11	217.51	22.49	214.48	236.97	0.09275	0.85503	0.94779
140	−18.77	0.0007383	0.14014	26.98	192.57	219.54	27.08	212.08	239.16	0.11087	0.83368	0.94456
160	−15.60	0.0007437	0.12348	31.09	190.27	221.35	31.21	209.90	241.11	0.12693	0.81496	0.94190
180	−12.73	0.0007487	0.11041	34.83	188.16	222.99	34.97	207.90	242.86	0.14139	0.79826	0.93965
200	−10.09	0.0007533	0.099867	38.28	186.21	224.48	38.43	206.03	244.46	0.15457	0.78316	0.93773
240	−5.38	0.0007620	0.083897	44.48	182.67	227.14	44.66	202.62	247.28	0.17794	0.75664	0.93458
280	−1.25	0.0007699	0.072352	49.97	179.50	229.46	50.18	199.54	249.72	0.19829	0.73381	0.93210
320	2.46	0.0007772	0.063604	54.92	176.61	231.52	55.16	196.71	251.88	0.21637	0.71369	0.93006
360	5.82	0.0007841	0.056738	59.44	173.94	233.38	59.72	194.08	253.81	0.23270	0.69566	0.92836
400	8.91	0.0007907	0.051201	63.62	171.45	235.07	63.94	191.62	255.55	0.24761	0.67929	0.92691
450	12.46	0.0007985	0.045619	68.45	168.54	237.00	68.81	188.71	257.53	0.26465	0.66069	0.92535
500	15.71	0.0008059	0.041118	72.93	165.82	238.75	73.33	185.98	259.30	0.28023	0.64377	0.92400
550	18.73	0.0008130	0.037408	77.10	163.25	240.35	77.54	183.38	260.92	0.29461	0.62821	0.92282
600	21.55	0.0008199	0.034295	81.02	160.81	241.83	81.51	180.90	262.40	0.30799	0.61378	0.92177
650	24.20	0.0008266	0.031646	84.72	158.48	243.20	85.26	178.51	263.77	0.32051	0.60030	0.92081
700	26.69	0.0008331	0.029361	88.24	156.24	244.48	88.82	176.21	265.03	0.33230	0.58763	0.91994
750	29.06	0.0008395	0.027371	91.59	154.08	245.67	92.22	173.98	266.20	0.34345	0.57567	0.91912
800	31.31	0.0008458	0.025621	94.79	152.00	246.79	95.47	171.82	267.29	0.35404	0.56431	0.91835
850	33.45	0.0008520	0.024069	97.87	149.98	247.85	98.60	169.71	268.31	0.36413	0.55349	0.91762
900	35.51	0.0008580	0.022683	100.83	148.01	248.85	101.61	167.66	269.26	0.37377	0.54315	0.91692
950	37.48	0.0008641	0.021438	103.69	146.10	249.79	104.51	165.64	270.15	0.38301	0.53323	0.91624
1000	39.37	0.0008700	0.020313	106.45	144.23	250.68	107.32	163.67	270.99	0.39189	0.52368	0.91558
1200	46.29	0.0008934	0.016715	116.70	137.11	253.81	117.77	156.10	273.87	0.42441	0.48863	0.91303
1400	52.40	0.0009166	0.014107	125.94	130.43	256.37	127.22	148.90	276.12	0.45315	0.45734	0.91050
1600	57.88	0.0009400	0.012123	134.43	124.04	258.47	135.93	141.93	277.86	0.47911	0.42873	0.90784
1800	62.87	0.0009639	0.010559	142.33	117.83	260.17	144.07	135.11	279.17	0.50294	0.40204	0.90498
2000	67.45	0.0009886	0.009288	149.78	111.73	261.51	151.76	128.33	280.09	0.52509	0.37675	0.90184
2500	77.54	0.0010566	0.006936	166.99	96.47	263.45	169.63	111.16	280.79	0.57531	0.31695	0.89226
3000	86.16	0.0011406	0.005275	183.04	80.22	263.26	186.46	92.63	279.09	0.62118	0.25776	0.87894

TABLA A-13

Refrigerante 134a sobrecalentado

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	P = 0.06 MPa (T_{sat} = −36.95°C)				P = 0.10 MPa (T_{sat} = −26.37°C)				P = 0.14 MPa (T_{sat} = −18.77°C)			
Sat.	0.31121	209.12	227.79	0.9644	0.19254	215.19	234.44	0.9518	0.14014	219.54	239.16	0.9446
−20	0.33608	220.60	240.76	1.0174	0.19841	219.66	239.50	0.9721				
−10	0.35048	227.55	248.58	1.0477	0.20743	226.75	247.49	1.0030	0.14605	225.91	246.36	0.9724
0	0.36476	234.66	256.54	1.0774	0.21630	233.95	255.58	1.0332	0.15263	233.23	254.60	1.0031
10	0.37893	241.92	264.66	1.1066	0.22506	241.30	263.81	1.0628	0.15908	240.66	262.93	1.0331
20	0.39302	249.35	272.94	1.1353	0.23373	248.79	272.17	1.0918	0.16544	248.22	271.38	1.0624
30	0.40705	256.95	281.37	1.1636	0.24233	256.44	280.68	1.1203	0.17172	255.93	279.97	1.0912
40	0.42102	264.71	289.97	1.1915	0.25088	264.25	289.34	1.1484	0.17794	263.79	288.70	1.1195
50	0.43495	272.64	298.74	1.2191	0.25937	272.22	298.16	1.1762	0.18412	271.79	297.57	1.1474
60	0.44883	280.73	307.66	1.2463	0.26783	280.35	307.13	1.2035	0.19025	279.96	306.59	1.1749
70	0.46269	288.99	316.75	1.2732	0.27626	288.64	316.26	1.2305	0.19635	288.28	315.77	1.2020
80	0.47651	297.41	326.00	1.2997	0.28465	297.08	325.55	1.2572	0.20242	296.75	325.09	1.2288
90	0.49032	306.00	335.42	1.3260	0.29303	305.69	334.99	1.2836	0.20847	305.38	334.57	1.2553
100	0.50410	314.74	344.99	1.3520	0.30138	314.46	344.60	1.3096	0.21449	314.17	344.20	1.2814
	P = 0.18 MPa (T_{sat} = −12.73°C)				P = 0.20 MPa (T_{sat} = −10.09°C)				P = 0.24 MPa (T_{sat} = −5.38°C)			
Sat.	0.11041	222.99	242.86	0.9397	0.09987	224.48	244.46	0.9377	0.08390	227.14	247.28	0.9346
−10	0.11189	225.02	245.16	0.9484	0.09991	224.55	244.54	0.9380				
0	0.11722	232.48	253.58	0.9798	0.10481	232.09	253.05	0.9698	0.08617	231.29	251.97	0.9519
10	0.12240	240.00	262.04	1.0102	0.10955	239.67	261.58	1.0004	0.09026	238.98	260.65	0.9831
20	0.12748	247.64	270.59	1.0399	0.11418	247.35	270.18	1.0303	0.09423	246.74	269.36	1.0134
30	0.13248	255.41	279.25	1.0690	0.11874	255.14	278.89	1.0595	0.09812	254.61	278.16	1.0429
40	0.13741	263.31	288.05	1.0975	0.12322	263.08	287.72	1.0882	0.10193	262.59	287.06	1.0718
50	0.14230	271.36	296.98	1.1256	0.12766	271.15	296.68	1.1163	0.10570	270.71	296.08	1.1001
60	0.14715	279.56	306.05	1.1532	0.13206	279.37	305.78	1.1441	0.10942	278.97	305.23	1.1280
70	0.15196	287.91	315.27	1.1805	0.13641	287.73	315.01	1.1714	0.11310	287.36	314.51	1.1554
80	0.15673	296.42	324.63	1.2074	0.14074	296.25	324.40	1.1983	0.11675	295.91	323.93	1.1825
90	0.16149	305.07	334.14	1.2339	0.14504	304.92	333.93	1.2249	0.12038	304.60	333.49	1.2092
100	0.16622	313.88	343.80	1.2602	0.14933	313.74	343.60	1.2512	0.12398	313.44	343.20	1.2356
	P = 0.28 MPa (T_{sat} = −1.25°C)				P = 0.32 MPa (T_{sat} = 2.46°C)				P = 0.40 MPa (T_{sat} = 8.91°C)			
Sat.	0.07235	229.46	249.72	0.9321	0.06360	231.52	251.88	0.9301	0.051201	235.07	255.55	0.9269
0	0.07282	230.44	250.83	0.9362								
10	0.07646	238.27	259.68	0.9680	0.06609	237.54	258.69	0.9544	0.051506	235.97	256.58	0.9305
20	0.07997	246.13	268.52	0.9987	0.06925	245.50	267.66	0.9856	0.054213	244.18	265.86	0.9628
30	0.08338	254.06	277.41	1.0285	0.07231	253.50	276.65	1.0157	0.056796	252.36	275.07	0.9937
40	0.08672	262.10	286.38	1.0576	0.07530	261.60	285.70	1.0451	0.059292	260.58	284.30	1.0236
50	0.09000	270.27	295.47	1.0862	0.07823	269.82	294.85	1.0739	0.061724	268.90	293.59	1.0528
60	0.09324	278.56	304.67	1.1142	0.08111	278.15	304.11	1.1021	0.064104	277.32	302.96	1.0814
70	0.09644	286.99	314.00	1.1418	0.08395	286.62	313.48	1.1298	0.066443	285.86	312.44	1.1094
80	0.09961	295.57	323.46	1.1690	0.08675	295.22	322.98	1.1571	0.068747	294.53	322.02	1.1369
90	0.10275	304.29	333.06	1.1958	0.08953	303.97	332.62	1.1840	0.071023	303.32	331.73	1.1640
100	0.10587	313.15	342.80	1.2222	0.09229	312.86	342.39	1.2105	0.073274	312.26	341.57	1.1907
110	0.10897	322.16	352.68	1.2483	0.09503	321.89	352.30	1.2367	0.075504	321.33	351.53	1.2171
120	0.11205	331.32	362.70	1.2742	0.09775	331.07	362.35	1.2626	0.077717	330.55	361.63	1.2431
130	0.11512	340.63	372.87	1.2997	0.10045	340.39	372.54	1.2882	0.079913	339.90	371.87	1.2688
140	0.11818	350.09	383.18	1.3250	0.10314	349.86	382.87	1.3135	0.082096	349.41	382.24	1.2942

TABLA A-13

Refrigerante 134a sobrecalentado (*conclusión*)

T °C	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m³/kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
	P = 0.50 MPa (T_{sat} = 15.71°C)				P = 0.60 MPa (T_{sat} = 21.55°C)				P = 0.70 MPa (T_{sat} = 26.69°C)			
Sat.	0.041118	238.75	259.30	0.9240	0.034295	241.83	262.40	0.9218	0.029361	244.48	265.03	0.9199
20	0.042115	242.40	263.46	0.9383								
30	0.044338	250.84	273.01	0.9703	0.035984	249.22	270.81	0.9499	0.029966	247.48	268.45	0.9313
40	0.046456	259.26	282.48	1.0011	0.037865	257.86	280.58	0.9816	0.031696	256.39	278.57	0.9641
50	0.048499	267.72	291.96	1.0309	0.039659	266.48	290.28	1.0121	0.033322	265.20	288.53	0.9954
60	0.050485	276.25	301.50	1.0599	0.041389	275.15	299.98	1.0417	0.034875	274.01	298.42	1.0256
70	0.052427	284.89	311.10	1.0883	0.043069	283.89	309.73	1.0705	0.036373	282.87	308.33	1.0549
80	0.054331	293.64	320.80	1.1162	0.044710	292.73	319.55	1.0987	0.037829	291.80	318.28	1.0835
90	0.056205	302.51	330.61	1.1436	0.046318	301.67	329.46	1.1264	0.039250	300.82	328.29	1.1114
100	0.058053	311.50	340.53	1.1705	0.047900	310.73	339.47	1.1536	0.040642	309.95	338.40	1.1389
110	0.059880	320.63	350.57	1.1971	0.049458	319.91	349.59	1.1803	0.042010	319.19	348.60	1.1658
120	0.061687	329.89	360.73	1.2233	0.050997	329.23	359.82	1.2067	0.043358	328.55	358.90	1.1924
130	0.063479	339.29	371.03	1.2491	0.052519	338.67	370.18	1.2327	0.044688	338.04	369.32	1.2186
140	0.065256	348.83	381.46	1.2747	0.054027	348.25	380.66	1.2584	0.046004	347.66	379.86	1.2444
150	0.067021	358.51	392.02	1.2999	0.055522	357.96	391.27	1.2838	0.047306	357.41	390.52	1.2699
160	0.068775	368.33	402.72	1.3249	0.057006	367.81	402.01	1.3088	0.048597	367.29	401.31	1.2951
	P = 0.80 MPa (T_{sat} = 31.31°C)				P = 0.90 MPa (T_{sat} = 35.51°C)				P = 1.00 MPa (T_{sat} = 39.37°C)			
Sat.	0.025621	246.79	267.29	0.9183	0.022683	248.85	269.26	0.9169	0.020313	250.68	270.99	0.9156
40	0.027035	254.82	276.45	0.9480	0.023375	253.13	274.17	0.9327	0.020406	251.30	271.71	0.9179
50	0.028547	263.86	286.69	0.9802	0.024809	262.44	284.77	0.9660	0.021796	260.94	282.74	0.9525
60	0.029973	272.83	296.81	1.0110	0.026146	271.60	295.13	0.9976	0.023068	270.32	293.38	0.9850
70	0.031340	281.81	306.88	1.0408	0.027413	280.72	305.39	1.0280	0.024261	279.59	303.85	1.0160
80	0.032659	290.84	316.97	1.0698	0.028630	289.86	315.63	1.0574	0.025398	288.86	314.25	1.0458
90	0.033941	299.95	327.10	1.0981	0.029806	299.06	325.89	1.0860	0.026492	298.15	324.64	1.0748
100	0.035193	309.15	337.30	1.1258	0.030951	308.34	336.19	1.1140	0.027552	307.51	335.06	1.1031
110	0.036420	318.45	347.59	1.1530	0.032068	317.70	346.56	1.1414	0.028584	316.94	345.53	1.1308
120	0.037625	327.87	357.97	1.1798	0.033164	327.18	357.02	1.1684	0.029592	326.47	356.06	1.1580
130	0.038813	337.40	368.45	1.2061	0.034241	336.76	367.58	1.1949	0.030581	336.11	366.69	1.1846
140	0.039985	347.06	379.05	1.2321	0.035302	346.46	378.23	1.2210	0.031554	345.85	377.40	1.2109
150	0.041143	356.85	389.76	1.2577	0.036349	356.28	389.00	1.2467	0.032512	355.71	388.22	1.2368
160	0.042290	366.76	400.59	1.2830	0.037384	366.23	399.88	1.2721	0.033457	365.70	399.15	1.2623
170	0.043427	376.81	411.55	1.3080	0.038408	376.31	410.88	1.2972	0.034392	375.81	410.20	1.2875
180	0.044554	386.99	422.64	1.3327	0.039423	386.52	422.00	1.3221	0.035317	386.04	421.36	1.3124
	P = 1.20 MPa (T_{sat} = 46.29°C)				P = 1.40 MPa (T_{sat} = 52.40°C)				P = 1.60 MPa (T_{sat} = 57.88°C)			
Sat.	0.016715	253.81	273.87	0.9130	0.014107	256.37	276.12	0.9105	0.012123	258.47	277.86	0.9078
50	0.017201	257.63	278.27	0.9267								
60	0.018404	267.56	289.64	0.9614	0.015005	264.46	285.47	0.9389	0.012372	260.89	280.69	0.9163
70	0.019502	277.21	300.61	0.9938	0.016060	274.62	297.10	0.9733	0.013430	271.76	293.25	0.9535
80	0.020529	286.75	311.39	1.0248	0.017023	284.51	308.34	1.0056	0.014362	282.09	305.07	0.9875
90	0.021506	296.26	322.07	1.0546	0.017923	294.28	319.37	1.0364	0.015215	292.17	316.52	1.0194
100	0.022442	305.80	332.73	1.0836	0.018778	304.01	330.30	1.0661	0.016014	302.14	327.76	1.0500
110	0.023348	315.38	343.40	1.1118	0.019597	313.76	341.19	1.0949	0.016773	312.07	338.91	1.0795
120	0.024228	325.03	354.11	1.1394	0.020388	323.55	352.09	1.1230	0.017500	322.02	350.02	1.1081
130	0.025086	334.77	364.88	1.1664	0.021155	333.41	363.02	1.1504	0.018201	332.00	361.12	1.1360
140	0.025927	344.61	375.72	1.1930	0.021904	343.34	374.01	1.1773	0.018882	342.05	372.26	1.1632
150	0.026753	354.56	386.66	1.2192	0.022636	353.37	385.07	1.2038	0.019545	352.17	383.44	1.1900
160	0.027566	364.61	397.69	1.2449	0.023355	363.51	396.20	1.2298	0.020194	362.38	394.69	1.2163
170	0.028367	374.78	408.82	1.2703	0.024061	373.75	407.43	1.2554	0.020830	372.69	406.02	1.2421
180	0.029158	385.08	420.07	1.2954	0.024757	384.10	418.76	1.2807	0.021456	383.11	417.44	1.2676

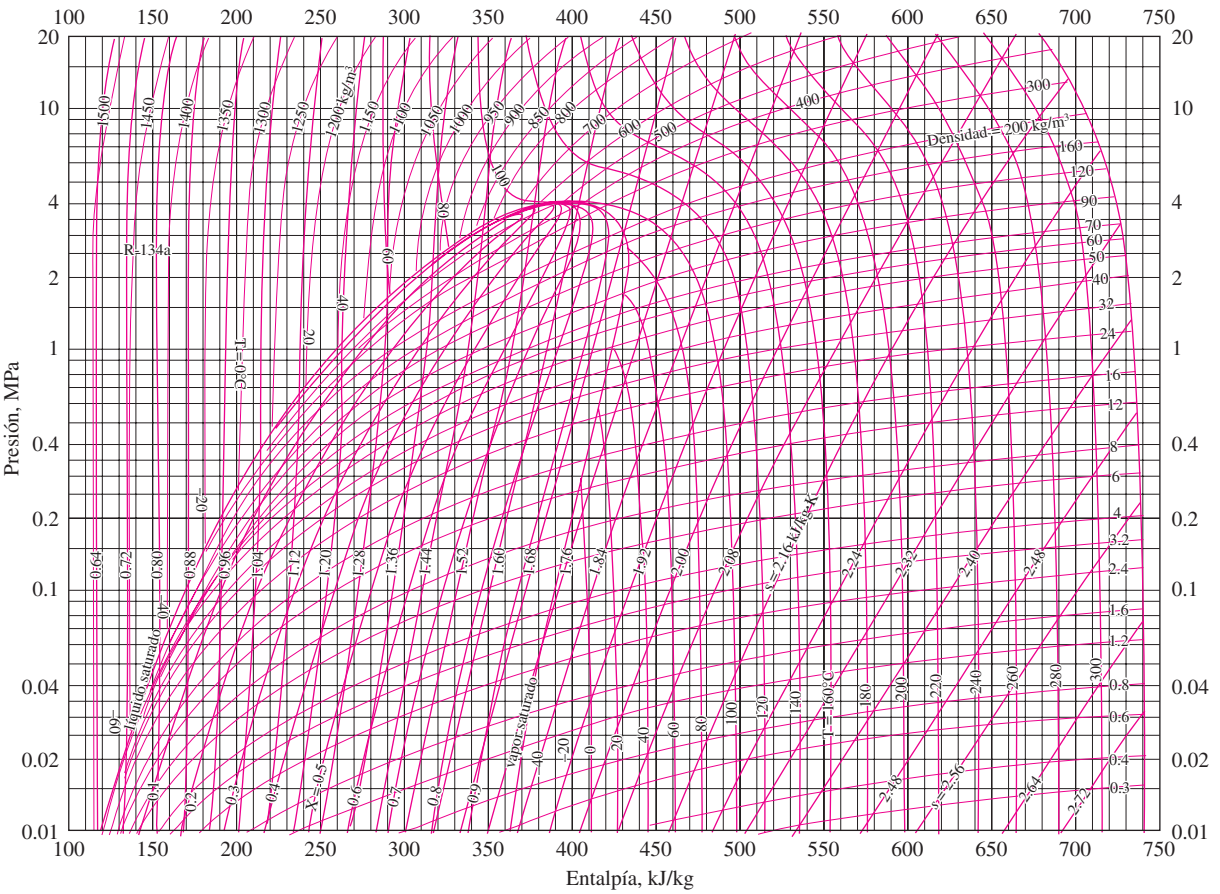


FIGURA A-14

Diagrama *P-h* para el refrigerante 134a.

Nota: El punto de referencia utilizado para la gráfica es diferente al empleado en las tablas de R-134a. Por lo tanto, los problemas deberán resolverse utilizando todos los datos de propiedades obtenidos, ya sea de las tablas o de la gráfica, pero no de ambas.

Reimpreso con autorización de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia.

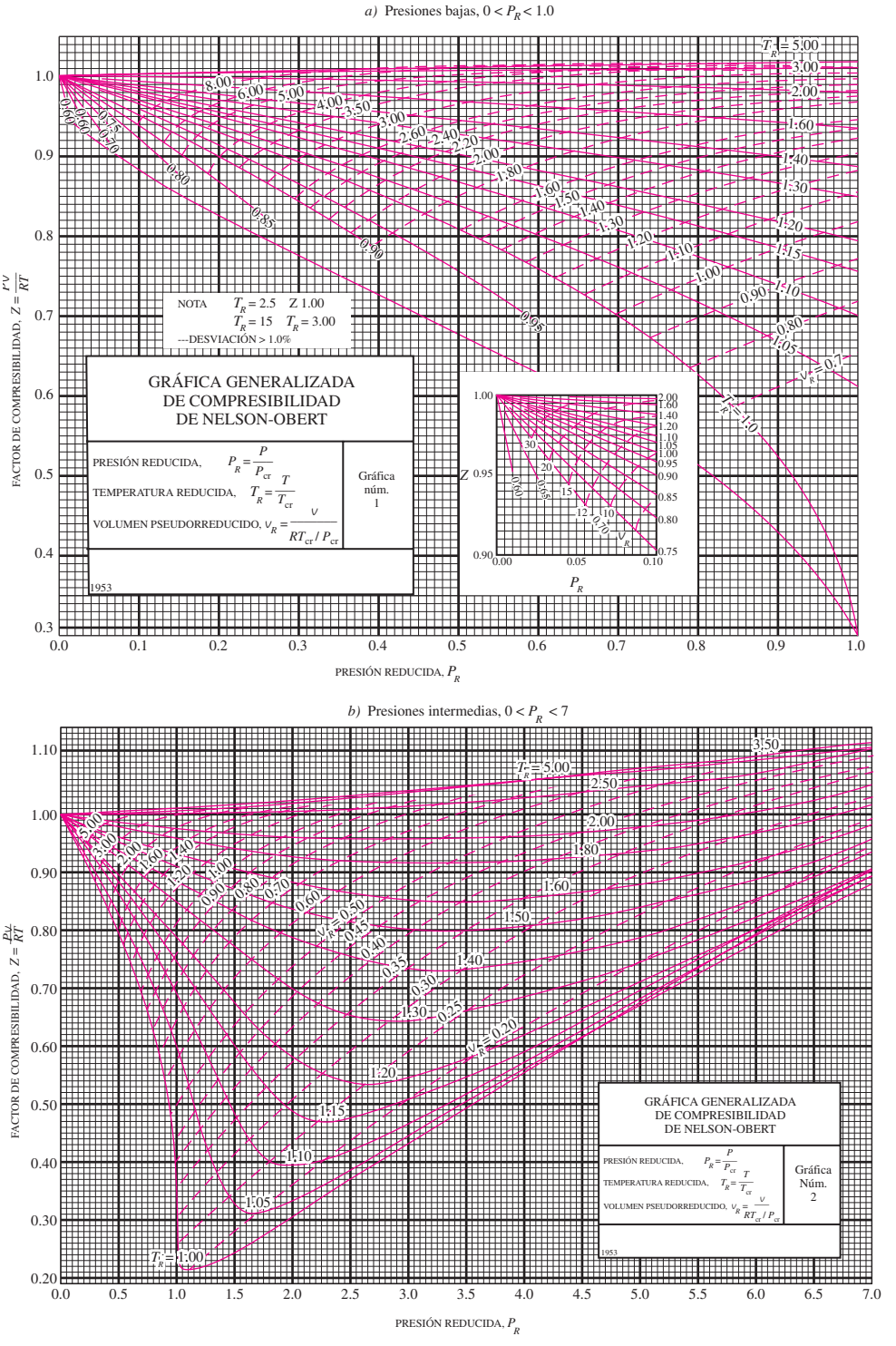


FIGURA A-15

Gráfica generalizada de compresibilidad de Nelson-Obert.

Con autorización del doctor Edward E. Obert, Universidad de Wisconsin.

TABLA A-16

Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Altitud, m	Temperatura, °C	Presión, kPa	Gravedad g, m/s^2	Velocidad del sonido, m/s	Densidad, kg/m^3	Viscosidad μ, kg/m · s	Conductividad térmica, W/m · K
0	15.00	101.33	9.807	340.3	1.225	1.789×10^{-5}	0.0253
200	13.70	98.95	9.806	339.5	1.202	1.783×10^{-5}	0.0252
400	12.40	96.61	9.805	338.8	1.179	1.777×10^{-5}	0.0252
600	11.10	94.32	9.805	338.0	1.156	1.771×10^{-5}	0.0251
800	9.80	92.08	9.804	337.2	1.134	1.764×10^{-5}	0.0250
1000	8.50	89.88	9.804	336.4	1.112	1.758×10^{-5}	0.0249
1200	7.20	87.72	9.803	335.7	1.090	1.752×10^{-5}	0.0248
1400	5.90	85.60	9.802	334.9	1.069	1.745×10^{-5}	0.0247
1600	4.60	83.53	9.802	334.1	1.048	1.739×10^{-5}	0.0245
1800	3.30	81.49	9.801	333.3	1.027	1.732×10^{-5}	0.0244
2000	2.00	79.50	9.800	332.5	1.007	1.726×10^{-5}	0.0243
2200	0.70	77.55	9.800	331.7	0.987	1.720×10^{-5}	0.0242
2400	−0.59	75.63	9.799	331.0	0.967	1.713×10^{-5}	0.0241
2600	−1.89	73.76	9.799	330.2	0.947	1.707×10^{-5}	0.0240
2800	−3.19	71.92	9.798	329.4	0.928	1.700×10^{-5}	0.0239
3000	−4.49	70.12	9.797	328.6	0.909	1.694×10^{-5}	0.0238
3200	−5.79	68.36	9.797	327.8	0.891	1.687×10^{-5}	0.0237
3400	−7.09	66.63	9.796	327.0	0.872	1.681×10^{-5}	0.0236
3600	−8.39	64.94	9.796	326.2	0.854	1.674×10^{-5}	0.0235
3800	−9.69	63.28	9.795	325.4	0.837	1.668×10^{-5}	0.0234
4000	−10.98	61.66	9.794	324.6	0.819	1.661×10^{-5}	0.0233
4200	−12.3	60.07	9.794	323.8	0.802	1.655×10^{-5}	0.0232
4400	−13.6	58.52	9.793	323.0	0.785	1.648×10^{-5}	0.0231
4600	−14.9	57.00	9.793	322.2	0.769	1.642×10^{-5}	0.0230
4800	−16.2	55.51	9.792	321.4	0.752	1.635×10^{-5}	0.0229
5000	−17.5	54.05	9.791	320.5	0.736	1.628×10^{-5}	0.0228
5200	−18.8	52.62	9.791	319.7	0.721	1.622×10^{-5}	0.0227
5400	−20.1	51.23	9.790	318.9	0.705	1.615×10^{-5}	0.0226
5600	−21.4	49.86	9.789	318.1	0.690	1.608×10^{-5}	0.0224
5800	−22.7	48.52	9.785	317.3	0.675	1.602×10^{-5}	0.0223
6000	−24.0	47.22	9.788	316.5	0.660	1.595×10^{-5}	0.0222
6200	−25.3	45.94	9.788	315.6	0.646	1.588×10^{-5}	0.0221
6400	−26.6	44.69	9.787	314.8	0.631	1.582×10^{-5}	0.0220
6600	−27.9	43.47	9.786	314.0	0.617	1.575×10^{-5}	0.0219
6800	−29.2	42.27	9.785	313.1	0.604	1.568×10^{-5}	0.0218
7000	−30.5	41.11	9.785	312.3	0.590	1.561×10^{-5}	0.0217
8000	−36.9	35.65	9.782	308.1	0.526	1.527×10^{-5}	0.0212
9000	−43.4	30.80	9.779	303.8	0.467	1.493×10^{-5}	0.0206
10,000	−49.9	26.50	9.776	299.5	0.414	1.458×10^{-5}	0.0201
12,000	−56.5	19.40	9.770	295.1	0.312	1.422×10^{-5}	0.0195
14,000	−56.5	14.17	9.764	295.1	0.228	1.422×10^{-5}	0.0195
16,000	−56.5	10.53	9.758	295.1	0.166	1.422×10^{-5}	0.0195
18,000	−56.5	7.57	9.751	295.1	0.122	1.422×10^{-5}	0.0195

Fuente: U.S. Standard Atmosphere Supplements. Oficina de Impresiones del Gobierno de Estados Unidos, 1966. Basadas en las condiciones medias anuales a una latitud de 45° y una variación de acuerdo con la época del año y con los patrones del clima. Las condiciones al nivel del mar ($z = 0$) se consideran como $P = 101.325$ kPa, $T = 15°C$, $\rho = 1.2250$ kg/m^3, $g = 9.80665$ m^2/s.

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire (*conclusión*)

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	$s°$ kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	$s°$ kJ/kg · K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200	1800	2003.3	1310	1487.2	3.994	3.6684
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120	2100	2377.7	2559	1775.3	2.356	3.8605
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Nota: Las propiedades P_r (presión relativa) y v_r (volumen específico relativo) son cantidades adimensionales utilizadas en el análisis de procesos isentrópicos y no deben confundirse con las propiedades de presión y volumen específico.

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, cuarta edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 785-786, Tabla A-5. Publicada originalmente en J. H. Keenan y J. Kaye, *Gas Tables*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1948.

TABLA A-18

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	17,563	12,574	212.066
220	6,391	4,562	182.639	610	17,864	12,792	212.564
230	6,683	4,770	183.938	620	18,166	13,011	213.055
240	6,975	4,979	185.180	630	18,468	13,230	213.541
250	7,266	5,188	186.370	640	18,772	13,450	214.018
260	7,558	5,396	187.514	650	19,075	13,671	214.489
270	7,849	5,604	188.614	660	19,380	13,892	214.954
280	8,141	5,813	189.673	670	19,685	14,114	215.413
290	8,432	6,021	190.695	680	19,991	14,337	215.866
298	8,669	6,190	191.502	690	20,297	14,560	216.314
300	8,723	6,229	191.682	700	20,604	14,784	216.756
310	9,014	6,437	192.638	710	20,912	15,008	217.192
320	9,306	6,645	193.562	720	21,220	15,234	217.624
330	9,597	6,853	194.459	730	21,529	15,460	218.059
340	9,888	7,061	195.328	740	21,839	15,686	218.472
350	10,180	7,270	196.173	750	22,149	15,913	218.889
360	10,471	7,478	196.995	760	22,460	16,141	219.301
370	10,763	7,687	197.794	770	22,772	16,370	219.709
380	11,055	7,895	198.572	780	23,085	16,599	220.113
390	11,347	8,104	199.331	790	23,398	16,830	220.512
400	11,640	8,314	200.071	800	23,714	17,061	220.907
410	11,932	8,523	200.794	810	24,027	17,292	221.298
420	12,225	8,733	201.499	820	24,342	17,524	221.684
430	12,518	8,943	202.189	830	24,658	17,757	222.067
440	12,811	9,153	202.863	840	24,974	17,990	222.447
450	13,105	9,363	203.523	850	25,292	18,224	222.822
460	13,399	9,574	204.170	860	25,610	18,459	223.194
470	13,693	9,786	204.803	870	25,928	18,695	223.562
480	13,988	9,997	205.424	880	26,248	18,931	223.927
490	14,285	10,210	206.033	890	26,568	19,168	224.288
500	14,581	10,423	206.630	900	26,890	19,407	224.647
510	14,876	10,635	207.216	910	27,210	19,644	225.002
520	15,172	10,848	207.792	920	27,532	19,883	225.353
530	15,469	11,062	208.358	930	27,854	20,122	225.701
540	15,766	11,277	208.914	940	28,178	20,362	226.047
550	16,064	11,492	209.461	950	28,501	20,603	226.389
560	16,363	11,707	209.999	960	28,826	20,844	226.728
570	16,662	11,923	210.528	970	29,151	21,086	227.064
580	16,962	12,139	211.049	980	29,476	21,328	227.398
590	17,262	12,356	211.562	990	29,803	21,571	227.728

TABLA A-18

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2 (*conclusión*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
1000	30,129	21,815	228.057	1760	56,227	41,594	247.396
1020	30,784	22,304	228.706	1780	56,938	42,139	247.798
1040	31,442	22,795	229.344	1800	57,651	42,685	248.195
1060	32,101	23,288	229.973	1820	58,363	43,231	248.589
1080	32,762	23,782	230.591	1840	59,075	43,777	248.979
1100	33,426	24,280	231.199	1860	59,790	44,324	249.365
1120	34,092	24,780	231.799	1880	60,504	44,873	249.748
1140	34,760	25,282	232.391	1900	61,220	45,423	250.128
1160	35,430	25,786	232.973	1920	61,936	45,973	250.502
1180	36,104	26,291	233.549	1940	62,654	46,524	250.874
1200	36,777	26,799	234.115	1960	63,381	47,075	251.242
1220	37,452	27,308	234.673	1980	64,090	47,627	251.607
1240	38,129	27,819	235.223	2000	64,810	48,181	251.969
1260	38,807	28,331	235.766	2050	66,612	49,567	252.858
1280	39,488	28,845	236.302	2100	68,417	50,957	253.726
1300	40,170	29,361	236.831	2150	70,226	52,351	254.578
1320	40,853	29,378	237.353	2200	72,040	53,749	255.412
1340	41,539	30,398	237.867	2250	73,856	55,149	256.227
1360	42,227	30,919	238.376	2300	75,676	56,553	257.027
1380	42,915	31,441	238.878	2350	77,496	57,958	257.810
1400	43,605	31,964	239.375	2400	79,320	59,366	258.580
1420	44,295	32,489	239.865	2450	81,149	60,779	259.332
1440	44,988	33,014	240.350	2500	82,981	62,195	260.073
1460	45,682	33,543	240.827	2550	84,814	63,613	260.799
1480	46,377	34,071	241.301	2600	86,650	65,033	261.512
1500	47,073	34,601	241.768	2650	88,488	66,455	262.213
1520	47,771	35,133	242.228	2700	90,328	67,880	262.902
1540	48,470	35,665	242.685	2750	92,171	69,306	263.577
1560	49,168	36,197	243.137	2800	94,014	70,734	264.241
1580	49,869	36,732	243.585	2850	95,859	72,163	264.895
1600	50,571	37,268	244.028	2900	97,705	73,593	265.538
1620	51,275	37,806	244.464	2950	99,556	75,028	266.170
1640	51,980	38,344	244.896	3000	101,407	76,464	266.793
1660	52,686	38,884	245.324	3050	103,260	77,902	267.404
1680	53,393	39,424	245.747	3100	105,115	79,341	268.007
1700	54,099	39,965	246.166	3150	106,972	80,782	268.601
1720	54,807	40,507	246.580	3200	108,830	82,224	269.186
1740	55,516	41,049	246.990	3250	110,690	83,668	269.763

Fuente: Las tablas A-18 a A-25 fueron adaptadas de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, cuarta edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 787-798. Publicadas originalmente en JANAF, *Thermochemical Tables*, NSRDS-NBS-37, 1971.

TABLA A-19

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	17,929	12,940	226.346
220	6,404	4,575	196.171	610	18,250	13,178	226.877
230	6,694	4,782	197.461	620	18,572	13,417	227.400
240	6,984	4,989	198.696	630	18,895	13,657	227.918
250	7,275	5,197	199.885	640	19,219	13,898	228.429
260	7,566	5,405	201.027	650	19,544	14,140	228.932
270	7,858	5,613	202.128	660	19,870	14,383	229.430
280	8,150	5,822	203.191	670	20,197	14,626	229.920
290	8,443	6,032	204.218	680	20,524	14,871	230.405
298	8,682	6,203	205.033	690	20,854	15,116	230.885
300	8,736	6,242	205.213	700	21,184	15,364	231.358
310	9,030	6,453	206.177	710	21,514	15,611	231.827
320	9,325	6,664	207.112	720	21,845	15,859	232.291
330	9,620	6,877	208.020	730	22,177	16,107	232.748
340	9,916	7,090	208.904	740	22,510	16,357	233.201
350	10,213	7,303	209.765	750	22,844	16,607	233.649
360	10,511	7,518	210.604	760	23,178	16,859	234.091
370	10,809	7,733	211.423	770	23,513	17,111	234.528
380	11,109	7,949	212.222	780	23,850	17,364	234.960
390	11,409	8,166	213.002	790	24,186	17,618	235.387
400	11,711	8,384	213.765	800	24,523	17,872	235.810
410	12,012	8,603	214.510	810	24,861	18,126	236.230
420	12,314	8,822	215.241	820	25,199	18,382	236.644
430	12,618	9,043	215.955	830	25,537	18,637	237.055
440	12,923	9,264	216.656	840	25,877	18,893	237.462
450	13,228	9,487	217.342	850	26,218	19,150	237.864
460	13,525	9,710	218.016	860	26,559	19,408	238.264
470	13,842	9,935	218.676	870	26,899	19,666	238.660
480	14,151	10,160	219.326	880	27,242	19,925	239.051
490	14,460	10,386	219.963	890	27,584	20,185	239.439
500	14,770	10,614	220.589	900	27,928	20,445	239.823
510	15,082	10,842	221.206	910	28,272	20,706	240.203
520	15,395	11,071	221.812	920	28,616	20,967	240.580
530	15,708	11,301	222.409	930	28,960	21,228	240.953
540	16,022	11,533	222.997	940	29,306	21,491	241.323
550	16,338	11,765	223.576	950	29,652	21,754	241.689
560	16,654	11,998	224.146	960	29,999	22,017	242.052
570	16,971	12,232	224.708	970	30,345	22,280	242.411
580	17,290	12,467	225.262	980	30,692	22,544	242.768
590	17,609	12,703	225.808	990	31,041	22,809	242.120

TABLA A-19

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2 (*conclusión*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
1000	31,389	23,075	243.471	1760	58,880	44,247	263.861
1020	32,088	23,607	244.164	1780	59,624	44,825	264.283
1040	32,789	24,142	244.844	1800	60,371	45,405	264.701
1060	33,490	24,677	245.513	1820	61,118	45,986	265.113
1080	34,194	25,214	246.171	1840	61,866	46,568	265.521
1100	34,899	25,753	246.818	1860	62,616	47,151	265.925
1120	35,606	26,294	247.454	1880	63,365	47,734	266.326
1140	36,314	26,836	248.081	1900	64,116	48,319	266.722
1160	37,023	27,379	248.698	1920	64,868	48,904	267.115
1180	37,734	27,923	249.307	1940	65,620	49,490	267.505
1200	38,447	28,469	249.906	1960	66,374	50,078	267.891
1220	39,162	29,018	250.497	1980	67,127	50,665	268.275
1240	39,877	29,568	251.079	2000	67,881	51,253	268.655
1260	40,594	30,118	251.653	2050	69,772	52,727	269.588
1280	41,312	30,670	252.219	2100	71,668	54,208	270.504
1300	42,033	31,224	252.776	2150	73,573	55,697	271.399
1320	42,753	31,778	253.325	2200	75,484	57,192	272.278
1340	43,475	32,334	253.868	2250	77,397	58,690	273.136
1360	44,198	32,891	254.404	2300	79,316	60,193	273.891
1380	44,923	33,449	254.932	2350	81,243	61,704	274.809
1400	45,648	34,008	255.454	2400	83,174	63,219	275.625
1420	46,374	34,567	255.968	2450	85,112	64,742	276.424
1440	47,102	35,129	256.475	2500	87,057	66,271	277.207
1460	47,831	35,692	256.978	2550	89,004	67,802	277.979
1480	48,561	36,256	257.474	2600	90,956	69,339	278.738
1500	49,292	36,821	257.965	2650	92,916	70,883	279.485
1520	50,024	37,387	258.450	2700	94,881	72,433	280.219
1540	50,756	37,952	258.928	2750	96,852	73,987	280.942
1560	51,490	38,520	259.402	2800	98,826	75,546	281.654
1580	52,224	39,088	259.870	2850	100,808	77,112	282.357
1600	52,961	39,658	260.333	2900	102,793	78,682	283.048
1620	53,696	40,227	260.791	2950	104,785	80,258	283.728
1640	54,434	40,799	261.242	3000	106,780	81,837	284.399
1660	55,172	41,370	261.690	3050	108,778	83,419	285.060
1680	55,912	41,944	262.132	3100	110,784	85,009	285.713
1700	56,652	42,517	262.571	3150	112,795	86,601	286.355
1720	57,394	43,093	263.005	3200	114,809	88,203	286.989
1740	58,136	43,669	263.435	3250	116,827	89,804	287.614

TABLA A-20

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	22,280	17,291	243.199
220	6,601	4,772	202.966	610	22,754	17,683	243.983
230	6,938	5,026	204.464	620	23,231	18,076	244.758
240	7,280	5,285	205.920	630	23,709	18,471	245.524
250	7,627	5,548	207.337	640	24,190	18,869	246.282
260	7,979	5,817	208.717	650	24,674	19,270	247.032
270	8,335	6,091	210.062	660	25,160	19,672	247.773
280	8,697	6,369	211.376	670	25,648	20,078	248.507
290	9,063	6,651	212.660	680	26,138	20,484	249.233
298	9,364	6,885	213.685	690	26,631	20,894	249.952
300	9,431	6,939	213.915	700	27,125	21,305	250.663
310	9,807	7,230	215.146	710	27,622	21,719	251.368
320	10,186	7,526	216.351	720	28,121	22,134	252.065
330	10,570	7,826	217.534	730	28,622	22,522	252.755
340	10,959	8,131	218.694	740	29,124	22,972	253.439
350	11,351	8,439	219.831	750	29,629	23,393	254.117
360	11,748	8,752	220.948	760	20,135	23,817	254.787
370	12,148	9,068	222.044	770	30,644	24,242	255.452
380	12,552	9,392	223.122	780	31,154	24,669	256.110
390	12,960	9,718	224.182	790	31,665	25,097	256.762
400	13,372	10,046	225.225	800	32,179	25,527	257.408
410	13,787	10,378	226.250	810	32,694	25,959	258.048
420	14,206	10,714	227.258	820	33,212	26,394	258.682
430	14,628	11,053	228.252	830	33,730	26,829	259.311
440	15,054	11,393	229.230	840	34,251	27,267	259.934
450	15,483	11,742	230.194	850	34,773	27,706	260.551
460	15,916	12,091	231.144	860	35,296	28,125	261.164
470	16,351	12,444	232.080	870	35,821	28,588	261.770
480	16,791	12,800	233.004	880	36,347	29,031	262.371
490	17,232	13,158	233.916	890	36,876	29,476	262.968
500	17,678	13,521	234.814	900	37,405	29,922	263.559
510	18,126	13,885	235.700	910	37,935	30,369	264.146
520	18,576	14,253	236.575	920	38,467	30,818	264.728
530	19,029	14,622	237.439	930	39,000	31,268	265.304
540	19,485	14,996	238.292	940	39,535	31,719	265.877
550	19,945	15,372	239.135	950	40,070	32,171	266.444
560	20,407	15,751	239.962	960	40,607	32,625	267.007
570	20,870	16,131	240.789	970	41,145	33,081	267.566
580	21,337	16,515	241.602	980	41,685	33,537	268.119
590	21,807	16,902	242.405	990	42,226	33,995	268.670

TABLA A-20

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2 (*conclusión*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
1000	42,769	34,455	269.215	1760	86,420	71,787	301.543
1020	43,859	35,378	270.293	1780	87,612	72,812	302.217
1040	44,953	36,306	271.354	1800	88,806	73,840	302.884
1060	46,051	37,238	272.400	1820	90,000	74,868	303.544
1080	47,153	38,174	273.430	1840	91,196	75,897	304.198
1100	48,258	39,112	274.445	1860	92,394	76,929	304.845
1120	49,369	40,057	275.444	1880	93,593	77,962	305.487
1140	50,484	41,006	276.430	1900	94,793	78,996	306.122
1160	51,602	41,957	277.403	1920	95,995	80,031	306.751
1180	52,724	42,913	278.361	1940	97,197	81,067	307.374
1200	53,848	43,871	297.307	1960	98,401	82,105	307.992
1220	54,977	44,834	280.238	1980	99,606	83,144	308.604
1240	56,108	45,799	281.158	2000	100,804	84,185	309.210
1260	57,244	46,768	282.066	2050	103,835	86,791	310.701
1280	58,381	47,739	282.962	2100	106,864	89,404	312.160
1300	59,522	48,713	283.847	2150	109,898	92,023	313.589
1320	60,666	49,691	284.722	2200	112,939	94,648	314.988
1340	61,813	50,672	285.586	2250	115,984	97,277	316.356
1360	62,963	51,656	286.439	2300	119,035	99,912	317.695
1380	64,116	52,643	287.283	2350	122,091	102,552	319.011
1400	65,271	53,631	288.106	2400	125,152	105,197	320.302
1420	66,427	54,621	288.934	2450	128,219	107,849	321.566
1440	67,586	55,614	289.743	2500	131,290	110,504	322.808
1460	68,748	56,609	290.542	2550	134,368	113,166	324.026
1480	66,911	57,606	291.333	2600	137,449	115,832	325.222
1500	71,078	58,606	292.114	2650	140,533	118,500	326.396
1520	72,246	59,609	292.888	2700	143,620	121,172	327.549
1540	73,417	60,613	292.654	2750	146,713	123,849	328.684
1560	74,590	61,620	294.411	2800	149,808	126,528	329.800
1580	76,767	62,630	295.161	2850	152,908	129,212	330.896
1600	76,944	63,741	295.901	2900	156,009	131,898	331.975
1620	78,123	64,653	296.632	2950	159,117	134,589	333.037
1640	79,303	65,668	297.356	3000	162,226	137,283	334.084
1660	80,486	66,592	298.072	3050	165,341	139,982	335.114
1680	81,670	67,702	298.781	3100	168,456	142,681	336.126
1700	82,856	68,721	299.482	3150	171,576	145,385	337.124
1720	84,043	69,742	300.177	3200	174,695	148,089	338.109
1740	85,231	70,764	300.863	3250	177,822	150,801	339.069

TABLA A-21

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	17,611	12,622	218.204
220	6,391	4,562	188.683	610	17,915	12,843	218.708
230	6,683	4,771	189.980	620	18,221	13,066	219.205
240	6,975	4,979	191.221	630	18,527	13,289	219.695
250	7,266	5,188	192.411	640	18,833	13,512	220.179
260	7,558	5,396	193.554	650	19,141	13,736	220.656
270	7,849	5,604	194.654	660	19,449	13,962	221.127
280	8,140	5,812	195.713	670	19,758	14,187	221.592
290	8,432	6,020	196.735	680	20,068	14,414	222.052
298	8,669	6,190	197.543	690	20,378	14,641	222.505
300	8,723	6,229	197.723	700	20,690	14,870	222.953
310	9,014	6,437	198.678	710	21,002	15,099	223.396
320	9,306	6,645	199.603	720	21,315	15,328	223.833
330	9,597	6,854	200.500	730	21,628	15,558	224.265
340	9,889	7,062	201.371	740	21,943	15,789	224.692
350	10,181	7,271	202.217	750	22,258	16,022	225.115
360	10,473	7,480	203.040	760	22,573	16,255	225.533
370	10,765	7,689	203.842	770	22,890	16,488	225.947
380	11,058	7,899	204.622	780	23,208	16,723	226.357
390	11,351	8,108	205.383	790	23,526	16,957	226.762
400	11,644	8,319	206.125	800	23,844	17,193	227.162
410	11,938	8,529	206.850	810	24,164	17,429	227.559
420	12,232	8,740	207.549	820	24,483	17,665	227.952
430	12,526	8,951	208.252	830	24,803	17,902	228.339
440	12,821	9,163	208.929	840	25,124	18,140	228.724
450	13,116	9,375	209.593	850	25,446	18,379	229.106
460	13,412	9,587	210.243	860	25,768	18,617	229.482
470	13,708	9,800	210.880	870	26,091	18,858	229.856
480	14,005	10,014	211.504	880	26,415	19,099	230.227
490	14,302	10,228	212.117	890	26,740	19,341	230.593
500	14,600	10,443	212.719	900	27,066	19,583	230.957
510	14,898	10,658	213.310	910	27,392	19,826	231.317
520	15,197	10,874	213.890	920	27,719	20,070	231.674
530	15,497	11,090	214.460	930	28,046	20,314	232.028
540	15,797	11,307	215.020	940	28,375	20,559	232.379
550	16,097	11,524	215.572	950	28,703	20,805	232.727
560	16,399	11,743	216.115	960	29,033	21,051	233.072
570	16,701	11,961	216.649	970	29,362	21,298	233.413
580	17,003	12,181	217.175	980	29,693	21,545	233.752
590	17,307	12,401	217.693	990	30,024	21,793	234.088

TABLA A-21

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO (*conclusión*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
1000	30,355	22,041	234.421	1760	56,756	42,123	253.991
1020	31,020	22,540	235.079	1780	57,473	42,673	254.398
1040	31,688	23,041	235.728	1800	58,191	43,225	254.797
1060	32,357	23,544	236.364	1820	58,910	43,778	255.194
1080	33,029	24,049	236.992	1840	59,629	44,331	255.587
1100	33,702	24,557	237.609	1860	60,351	44,886	255.976
1120	34,377	25,065	238.217	1880	61,072	45,441	256.361
1140	35,054	25,575	238.817	1900	61,794	45,997	256.743
1160	35,733	26,088	239.407	1920	62,516	46,552	257.122
1180	36,406	26,602	239.989	1940	63,238	47,108	257.497
1200	37,095	27,118	240.663	1960	63,961	47,665	257.868
1220	37,780	27,637	241.128	1980	64,684	48,221	258.236
1240	38,466	28,426	241.686	2000	65,408	48,780	258.600
1260	39,154	28,678	242.236	2050	67,224	50,179	259.494
1280	39,844	29,201	242.780	2100	69,044	51,584	260.370
1300	40,534	29,725	243.316	2150	70,864	52,988	261.226
1320	41,226	30,251	243.844	2200	72,688	54,396	262.065
1340	41,919	30,778	244.366	2250	74,516	55,809	262.887
1360	42,613	31,306	244.880	2300	76,345	57,222	263.692
1380	43,309	31,836	245.388	2350	78,178	58,640	264.480
1400	44,007	32,367	245.889	2400	80,015	60,060	265.253
1420	44,707	32,900	246.385	2450	81,852	61,482	266.012
1440	45,408	33,434	246.876	2500	83,692	62,906	266.755
1460	46,110	33,971	247.360	2550	85,537	64,335	267.485
1480	46,813	34,508	247.839	2600	87,383	65,766	268.202
1500	47,517	35,046	248.312	2650	89,230	67,197	268.905
1520	48,222	35,584	248.778	2700	91,077	68,628	269.596
1540	48,928	36,124	249.240	2750	92,930	70,066	270.285
1560	49,635	36,665	249.695	2800	94,784	71,504	270.943
1580	50,344	37,207	250.147	2850	96,639	72,945	271.602
1600	51,053	37,750	250.592	2900	98,495	74,383	272.249
1620	51,763	38,293	251.033	2950	100,352	75,825	272.884
1640	52,472	38,837	251.470	3000	102,210	77,267	273.508
1660	53,184	39,382	251.901	3050	104,073	78,715	274.123
1680	53,895	39,927	252.329	3100	105,939	80,164	274.730
1700	54,609	40,474	252.751	3150	107,802	81,612	275.326
1720	55,323	41,023	253.169	3200	109,667	83,061	275.914
1740	56,039	41,572	253.582	3250	111,534	84,513	276.494

TABLA A-22

Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	1440	42,808	30,835	177.410
260	7,370	5,209	126.636	1480	44,091	31,786	178.291
270	7,657	5,412	127.719	1520	45,384	32,746	179.153
280	7,945	5,617	128.765	1560	46,683	33,713	179.995
290	8,233	5,822	129.775	1600	47,990	34,687	180.820
298	8,468	5,989	130.574	1640	49,303	35,668	181.632
300	8,522	6,027	130.754	1680	50,622	36,654	182.428
320	9,100	6,440	132.621	1720	51,947	37,646	183.208
340	9,680	6,853	134.378	1760	53,279	38,645	183.973
360	10,262	7,268	136.039	1800	54,618	39,652	184.724
380	10,843	7,684	137.612	1840	55,962	40,663	185.463
400	11,426	8,100	139.106	1880	57,311	41,680	186.190
420	12,010	8,518	140.529	1920	58,668	42,705	186.904
440	12,594	8,936	141.888	1960	60,031	43,735	187.607
460	13,179	9,355	143.187	2000	61,400	44,771	188.297
480	13,764	9,773	144.432	2050	63,119	46,074	189.148
500	14,350	10,193	145.628	2100	64,847	47,386	189.979
520	14,935	10,611	146.775	2150	66,584	48,708	190.796
560	16,107	11,451	148.945	2200	68,328	50,037	191.598
600	17,280	12,291	150.968	2250	70,080	51,373	192.385
640	18,453	13,133	152.863	2300	71,839	52,716	193.159
680	19,630	13,976	154.645	2350	73,608	54,069	193.921
720	20,807	14,821	156.328	2400	75,383	55,429	194.669
760	21,988	15,669	157.923	2450	77,168	56,798	195.403
800	23,171	16,520	159.440	2500	78,960	58,175	196.125
840	24,359	17,375	160.891	2550	80,755	59,554	196.837
880	25,551	18,235	162.277	2600	82,558	60,941	197.539
920	26,747	19,098	163.607	2650	84,368	62,335	198.229
960	27,948	19,966	164.884	2700	86,186	63,737	198.907
1000	29,154	20,839	166.114	2750	88,008	65,144	199.575
1040	30,364	21,717	167.300	2800	89,838	66,558	200.234
1080	31,580	22,601	168.449	2850	91,671	67,976	200.885
1120	32,802	23,490	169.560	2900	93,512	69,401	201.527
1160	34,028	24,384	170.636	2950	95,358	70,831	202.157
1200	35,262	25,284	171.682	3000	97,211	72,268	202.778
1240	36,502	26,192	172.698	3050	99,065	73,707	203.391
1280	37,749	27,106	173.687	3100	100,926	75,152	203.995
1320	39,002	28,027	174.652	3150	102,793	76,604	204.592
1360	40,263	28,955	175.593	3200	104,667	78,061	205.181
1400	41,530	29,889	176.510	3250	106,545	79,523	205.765

TABLA A-23

Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	20,402	15,413	212.920
220	7,295	5,466	178.576	610	20,765	15,693	213.529
230	7,628	5,715	180.054	620	21,130	15,975	214.122
240	7,961	5,965	181.471	630	21,495	16,257	214.707
250	8,294	6,215	182.831	640	21,862	16,541	215.285
260	8,627	6,466	184.139	650	22,230	16,826	215.856
270	8,961	6,716	185.399	660	22,600	17,112	216.419
280	9,296	6,968	186.616	670	22,970	17,399	216.976
290	9,631	7,219	187.791	680	23,342	17,688	217.527
298	9,904	7,425	188.720	690	23,714	17,978	218.071
300	9,966	7,472	188.928	700	24,088	18,268	218.610
310	10,302	7,725	190.030	710	24,464	18,561	219.142
320	10,639	7,978	191.098	720	24,840	18,854	219.668
330	10,976	8,232	192.136	730	25,218	19,148	220.189
340	11,314	8,487	193.144	740	25,597	19,444	220.707
350	11,652	8,742	194.125	750	25,977	19,741	221.215
360	11,992	8,998	195.081	760	26,358	20,039	221.720
370	12,331	9,255	196.012	770	26,741	20,339	222.221
380	12,672	9,513	196.920	780	27,125	20,639	222.717
390	13,014	9,771	197.807	790	27,510	20,941	223.207
400	13,356	10,030	198.673	800	27,896	21,245	223.693
410	13,699	10,290	199.521	810	28,284	21,549	224.174
420	14,043	10,551	200.350	820	28,672	21,855	224.651
430	14,388	10,813	201.160	830	29,062	22,162	225.123
440	14,734	11,075	201.955	840	29,454	22,470	225.592
450	15,080	11,339	202.734	850	29,846	22,779	226.057
460	15,428	11,603	203.497	860	30,240	23,090	226.517
470	15,777	11,869	204.247	870	30,635	23,402	226.973
480	16,126	12,135	204.982	880	31,032	23,715	227.426
490	16,477	12,403	205.705	890	31,429	24,029	227.875
500	16,828	12,671	206.413	900	31,828	24,345	228.321
510	17,181	12,940	207.112	910	32,228	24,662	228.763
520	17,534	13,211	207.799	920	32,629	24,980	229.202
530	17,889	13,482	208.475	930	33,032	25,300	229.637
540	18,245	13,755	209.139	940	33,436	25,621	230.070
550	18,601	14,028	209.795	950	33,841	25,943	230.499
560	18,959	14,303	210.440	960	34,247	26,265	230.924
570	19,318	14,579	211.075	970	34,653	26,588	231.347
580	19,678	14,856	211.702	980	35,061	26,913	231.767
590	20,039	15,134	212.320	990	35,472	27,240	232.184

TABLA A-23

Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O (*conclusión*)

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
1000	35,882	27,568	232.597	1760	70,535	55,902	258.151
1020	36,709	28,228	233.415	1780	71,523	56,723	258.708
1040	37,542	28,895	234.223	1800	72,513	57,547	259.262
1060	38,380	29,567	235.020	1820	73,507	58,375	259.811
1080	39,223	30,243	235.806	1840	74,506	59,207	260.357
1100	40,071	30,925	236.584	1860	75,506	60,042	260.898
1120	40,923	31,611	237.352	1880	76,511	60,880	261.436
1140	41,780	32,301	238.110	1900	77,517	61,720	261.969
1160	42,642	32,997	238.859	1920	78,527	62,564	262.497
1180	43,509	33,698	239.600	1940	79,540	63,411	263.022
1200	44,380	34,403	240.333	1960	80,555	64,259	263.542
1220	45,256	35,112	241.057	1980	81,573	65,111	264.059
1240	46,137	35,827	241.773	2000	82,593	65,965	264.571
1260	47,022	36,546	242.482	2050	85,156	68,111	265.838
1280	47,912	37,270	243.183	2100	87,735	70,275	267.081
1300	48,807	38,000	243.877	2150	90,330	72,454	268.301
1320	49,707	38,732	244.564	2200	92,940	74,649	269.500
1340	50,612	39,470	245.243	2250	95,562	76,855	270.679
1360	51,521	40,213	245.915	2300	98,199	79,076	271.839
1380	52,434	40,960	246.582	2350	100,846	81,308	272.978
1400	53,351	41,711	247.241	2400	103,508	83,553	274.098
1420	54,273	42,466	247.895	2450	106,183	85,811	275.201
1440	55,198	43,226	248.543	2500	108,868	88,082	276.286
1460	56,128	43,989	249.185	2550	111,565	90,364	277.354
1480	57,062	44,756	249.820	2600	114,273	92,656	278.407
1500	57,999	45,528	250.450	2650	116,991	94,958	279.441
1520	58,942	46,304	251.074	2700	119,717	97,269	280.462
1540	59,888	47,084	251.693	2750	122,453	99,588	281.464
1560	60,838	47,868	252.305	2800	125,198	101,917	282.453
1580	61,792	48,655	252.912	2850	127,952	104,256	283.429
1600	62,748	49,445	253.513	2900	130,717	106,605	284.390
1620	63,709	50,240	254.111	2950	133,486	108,959	285.338
1640	64,675	51,039	254.703	3000	136,264	111,321	286.273
1660	65,643	51,841	255.290	3050	139,051	113,692	287.194
1680	66,614	52,646	255.873	3100	141,846	116,072	288.102
1700	67,589	53,455	256.450	3150	144,648	118,458	288.999
1720	68,567	54,267	257.022	3200	147,457	120,851	289.884
1740	69,550	55,083	257.589	3250	150,272	123,250	290.756

TABLA A-24

Propiedades de gas ideal del oxígeno monoatómico, O

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	2400	50,894	30,940	204.932
298	6,852	4,373	160.944	2450	51,936	31,566	205.362
300	6,892	4,398	161.079	2500	52,979	32,193	205.783
500	11,197	7,040	172.088	2550	54,021	32,820	206.196
1000	21,713	13,398	186.678	2600	55,064	33,447	206.601
1500	32,150	19,679	195.143	2650	56,108	34,075	206.999
1600	34,234	20,931	196.488	2700	57,152	34,703	207.389
1700	36,317	22,183	197.751	2750	58,196	35,332	207.772
1800	38,400	23,434	198.941	2800	59,241	35,961	208.148
1900	40,482	24,685	200.067	2850	60,286	36,590	208.518
2000	42,564	25,935	201.135	2900	61,332	37,220	208.882
2050	43,605	26,560	201.649	2950	62,378	37,851	209.240
2100	44,646	27,186	202.151	3000	63,425	38,482	209.592
2150	45,687	27,811	202.641	3100	65,520	39,746	210.279
2200	46,728	28,436	203.119	3200	67,619	41,013	210.945
2250	47,769	29,062	203.588	3300	69,720	42,283	211.592
2300	48,811	29,688	204.045	3400	71,824	43,556	212.220
2350	49,852	30,314	204.493	3500	73,932	44,832	212.831

TABLA A-25

Propiedades de gas ideal del hidroxilo, OH

T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K	T K	$\bar{h}$ kJ/kmol	$\bar{u}$ kJ/kmol	$\bar{s}°$ kJ/kmol · K
0	0	0	0	2400	77,015	57,061	248.628
298	9,188	6,709	183.594	2450	78,801	58,431	249.364
300	9,244	6,749	183.779	2500	80,592	59,806	250.088
500	15,181	11,024	198.955	2550	82,388	61,186	250.799
1000	30,123	21,809	219.624	2600	84,189	62,572	251.499
1500	46,046	33,575	232.506	2650	85,995	63,962	252.187
1600	49,358	36,055	234.642	2700	87,806	65,358	252.864
1700	52,706	38,571	236.672	2750	89,622	66,757	253.530
1800	56,089	41,123	238.606	2800	91,442	68,162	254.186
1900	59,505	43,708	240.453	2850	93,266	69,570	254.832
2000	62,952	46,323	242.221	2900	95,095	70,983	255.468
2050	64,687	47,642	243.077	2950	96,927	72,400	256.094
2100	66,428	48,968	243.917	3000	98,763	73,820	256.712
2150	68,177	50,301	244.740	3100	102,447	76,673	257.919
2200	69,932	51,641	245.547	3200	106,145	79,539	259.093
2250	71,694	52,987	246.338	3300	109,855	82,418	260.235
2300	73,462	54,339	247.116	3400	113,578	85,309	261.347
2350	75,236	55,697	247.879	3500	117,312	88,212	262.429

TABLA A-26

Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25°C, 1 atm

Sustancia	Fórmula	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{g}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
Acetileno	$C_2H_2(g)$	+226,730	+209,170	200.85
Agua	$H_2O(\ell)$	−285,830	−237,180	69.92
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(g)$	−235,310	−168,570	282.59
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(\ell)$	−277,690	−174,890	160.70
Alcohol metílico	$CH_3OH(g)$	−200,670	−162,000	239.70
Alcohol metílico	$CH_3OH(\ell)$	−238,660	−166,360	126.80
Amoniaco	$NH_3(g)$	−46,190	−16,590	192.33
Benceno	$C_6H_6(g)$	+82,930	+129,660	269.20
n-butano	$C_4H_{10}(g)$	−126,150	−15,710	310.12
Carbón	$C(s)$	0	0	5.74
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	−393,520	−394,360	213.80
n-dodecano	$C_{12}H_{26}(g)$	−291,010	+50,150	622.83
Etano	$C_2H_6(g)$	−84,680	−32,890	229.49
Etileno	$C_2H_4(g)$	+52,280	+68,120	219.83
Hidrógeno	$H_2(g)$	0	0	130.68
Hidrógeno	$H(g)$	+218,000	+203,290	114.72
Hidróxilo	$OH(g)$	+39,460	+34,280	183.70
Metano	$CH_4(g)$	−74,850	−50,790	186.16
Monóxido de carbono	$CO(g)$	−110,530	−137,150	197.65
Nitrógeno	$N_2(g)$	0	0	191.61
Nitrógeno	$N(g)$	+472,650	+455,510	153.30
n-octano	$C_8H_{18}(g)$	−208,450	+16,530	466.73
n-octano	$C_8H_{18}(\ell)$	−249,950	+6,610	360.79
Oxígeno	$O_2(g)$	0	0	205.04
Oxígeno	$O(g)$	+249,190	+231,770	161.06
Peróxido de hidrógeno	$H_2O_2(g)$	−136,310	−105,600	232.63
Propano	$C_3H_8(g)$	−103,850	−23,490	269.91
Propileno	$C_3H_6(g)$	+20,410	+62,720	266.94
Vapor de agua	$H_2O(g)$	−241,820	−228,590	188.83

Fuente: De JANAF, *Thermochemical Tables*, Midland, MI, Dow Chemical Co., 1971, *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-3, 1968; y *API Research Project 44*, Carnegie Press, 1953.

TABLA A-27

Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes

Combustible (fase)	Fórmula	Masa molar, kg/kmol	Densidad,[1] kg/L	Entalpía de vaporización,[2] kJ/kg	Calor específico,[1] c_p kJ/kg · K	Poder calorífico superior,[3] kJ/kg	Poder calorífico inferior,[3] kJ/kg
Acetileno (*g*)	C_2H_2	26.038	—	—	1.69	49,970	48,280
Benceno (ℓ)	C_6H_6	78.114	0.877	433	1.72	41,800	40,100
Butano (ℓ)	C_4H_{10}	58.123	0.579	362	2.42	49,150	45,370
Carbono (*s*)	C	12.011	2	—	0.708	32,800	32,800
Decano (ℓ)	$C_{10}H_{22}$	142.285	0.730	361	2.21	47,640	44,240
Diesel ligero (ℓ)	$C_nH_{1.8n}$	170	0.78–0.84	270	2.2	46,100	43,200
Diesel pesado (ℓ)	$C_nH_{1.7n}$	200	0.82–0.88	230	1.9	45,500	42,800
Etano (*g*)	C_2H_6	30.070	—	172	1.75	51,900	47,520
Etanol (ℓ)	C_2H_6O	46.069	0.790	919	2.44	29,670	26,810
Gas natural (*g*)	$C_nH_{3.8n}N_{0.1n}$	18	—	—	2	50,000	45,000
Gasolina (ℓ)	$C_nH_{1.87n}$	100–110	0.72–0.78	350	2.4	47,300	44,000
Heptano (ℓ)	C_7H_{16}	100.204	0.684	365	2.24	48,100	44,600
Hexano (ℓ)	C_6H_{12}	84.161	0.673	392	1.84	47,500	44,400
Hexeno (ℓ)	C_6H_{14}	86.177	0.660	366	2.27	48,310	44,740
Hidrógeno (*g*)	H_2	2.016	—	—	14.4	141,800	120,000
Isopentano (ℓ)	C_5H_{12}	72.150	0.626	—	2.32	48,570	44,910
Metano (*g*)	CH_4	16.043	—	509	2.20	55,530	50,050
Metanol (ℓ)	CH_4O	32.042	0.790	1168	2.53	22,660	19,920
Monóx. de carbono (*g*)	CO	28.013	—	—	1.05	10,100	10,100
Octano (ℓ)	C_8H_{18}	114.231	0.703	363	2.23	47,890	44,430
1-Penteno (ℓ)	C_5H_{10}	70.134	0.641	363	2.20	47,760	44,630
Propano (ℓ)	C_3H_8	44.097	0.500	335	2.77	50,330	46,340
Tolueno (ℓ)	C_7H_8	92.141	0.867	412	1.71	42,400	40,500

[1]A 1 atm y 20°C.

[2]A 25°C para combustibles líquidos, y 1 atm y temperatura normal de ebullición para combustibles gaseosos.

[3]A 25°C. Multiplique por la masa molar para obtener los valores caloríficos en kJ/kmol.

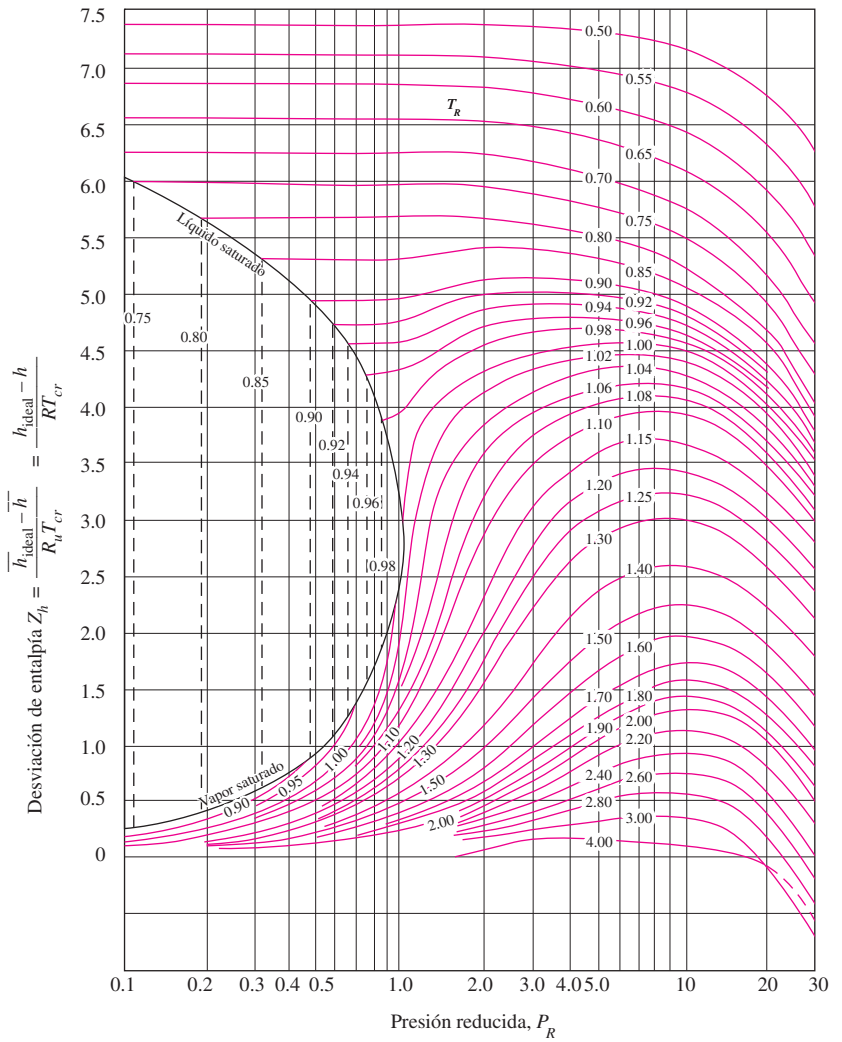
TABLA A-28

Logaritmos naturales de la constante de equilibrio K_p

La constante de equilibrio K_p para la reacción $\nu_A A + \nu_B B \rightleftharpoons \nu_C C + \nu_D D$ se define como $K_p \equiv \dfrac{P_C^{\nu_C} P_D^{\nu_D}}{P_A^{\nu_A} P_B^{\nu_B}}$

Temp., K	$H_2 \rightleftharpoons 2H$	$O_2 \rightleftharpoons 2O$	$N_2 \rightleftharpoons 2N$	$H_2O \rightleftharpoons H_2 + {}^1/_2O_2$	$H_2O \rightleftharpoons {}^1/_2H_2 + OH$	$CO_2 \rightleftharpoons CO + {}^1/_2O_2$	${}^1/_2N_2 + {}^1/_2O_2 \rightleftharpoons NO$
298	−164.005	−186.975	−367.480	−92.208	−106.208	−103.762	−35.052
500	−92.827	−105.630	−213.372	−52.691	−60.281	−57.616	−20.295
1000	−39.803	−45.150	−99.127	−23.163	−26.034	−23.529	−9.388
1200	−30.874	−35.005	−80.011	−18.182	−20.283	−17.871	−7.569
1400	−24.463	−27.742	−66.329	−14.609	−16.099	−13.842	−6.270
1600	−19.637	−22.285	−56.055	−11.921	−13.066	−10.830	−5.294
1800	−15.866	−18.030	−48.051	−9.826	−10.657	−8.497	−4.536
2000	−12.840	−14.622	−41.645	−8.145	−8.728	−6.635	−3.931
2200	−10.353	−11.827	−36.391	−6.768	−7.148	−5.120	−3.433
2400	−8.276	−9.497	−32.011	−5.619	−5.832	−3.860	−3.019
2600	−6.517	−7.521	−28.304	−4.648	−4.719	−2.801	−2.671
2800	−5.002	−5.826	−25.117	−3.812	−3.763	−1.894	−2.372
3000	−3.685	−4.357	−22.359	−3.086	−2.937	−1.111	−2.114
3200	−2.534	−3.072	−19.937	−2.451	−2.212	−0.429	−1.888
3400	−1.516	−1.935	−17.800	−1.891	−1.576	0.169	−1.690
3600	−0.609	−0.926	−15.898	−1.392	−1.088	0.701	−1.513
3800	0.202	−0.019	−14.199	−0.945	−0.501	1.176	−1.356
4000	0.934	0.796	−12.660	−0.542	−0.044	1.599	−1.216
4500	2.486	2.513	−9.414	0.312	0.920	2.490	−0.921
5000	3.725	3.895	−6.807	0.996	1.689	3.197	−0.686
5500	4.743	5.023	−4.666	1.560	2.318	3.771	−0.497
6000	5.590	5.963	−2.865	2.032	2.843	4.245	−0.341

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodyamics*, versión inglés/SI, tercera edición, Nueva York, John Wiley & Sons, 1986, p. 723, Tabla A-14. Con base en información termodinámica proporcionada en JANAF, *Thermochemical Tables*, Midland, MI, Termal Research Laboratory, The Dow Chemical Company, 1971.



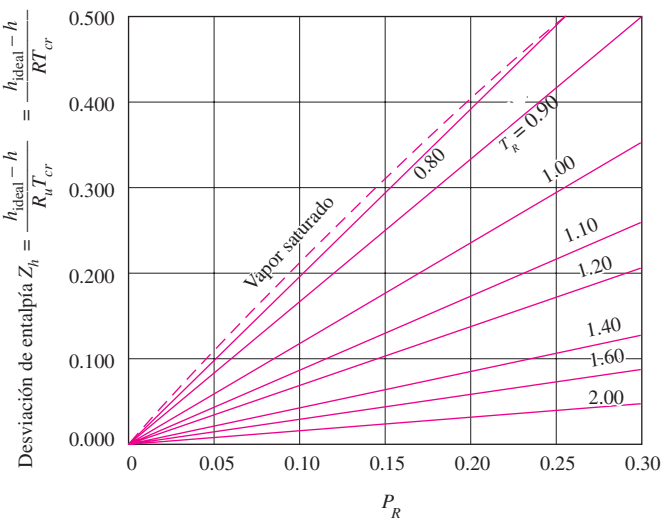


FIGURA A-29

Gráfica generalizada de desviación de entalpía.

Fuente: John R. Howell y Richard O. Buckius, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, *versión SI, Nueva York, McGraw-Hill, 1987, p. 558, Fig. C.2 y p. 561, Fig. C.5.*

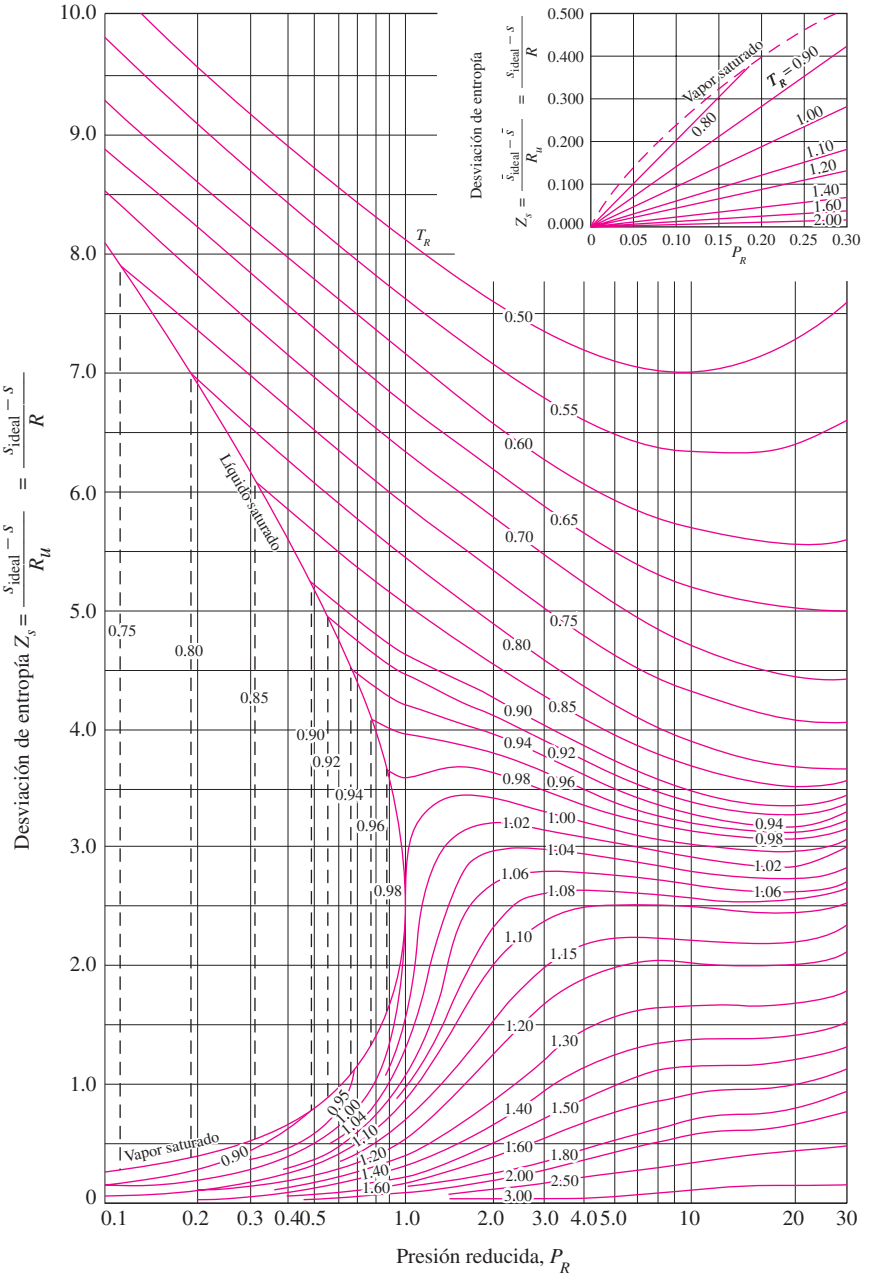


FIGURA A-30

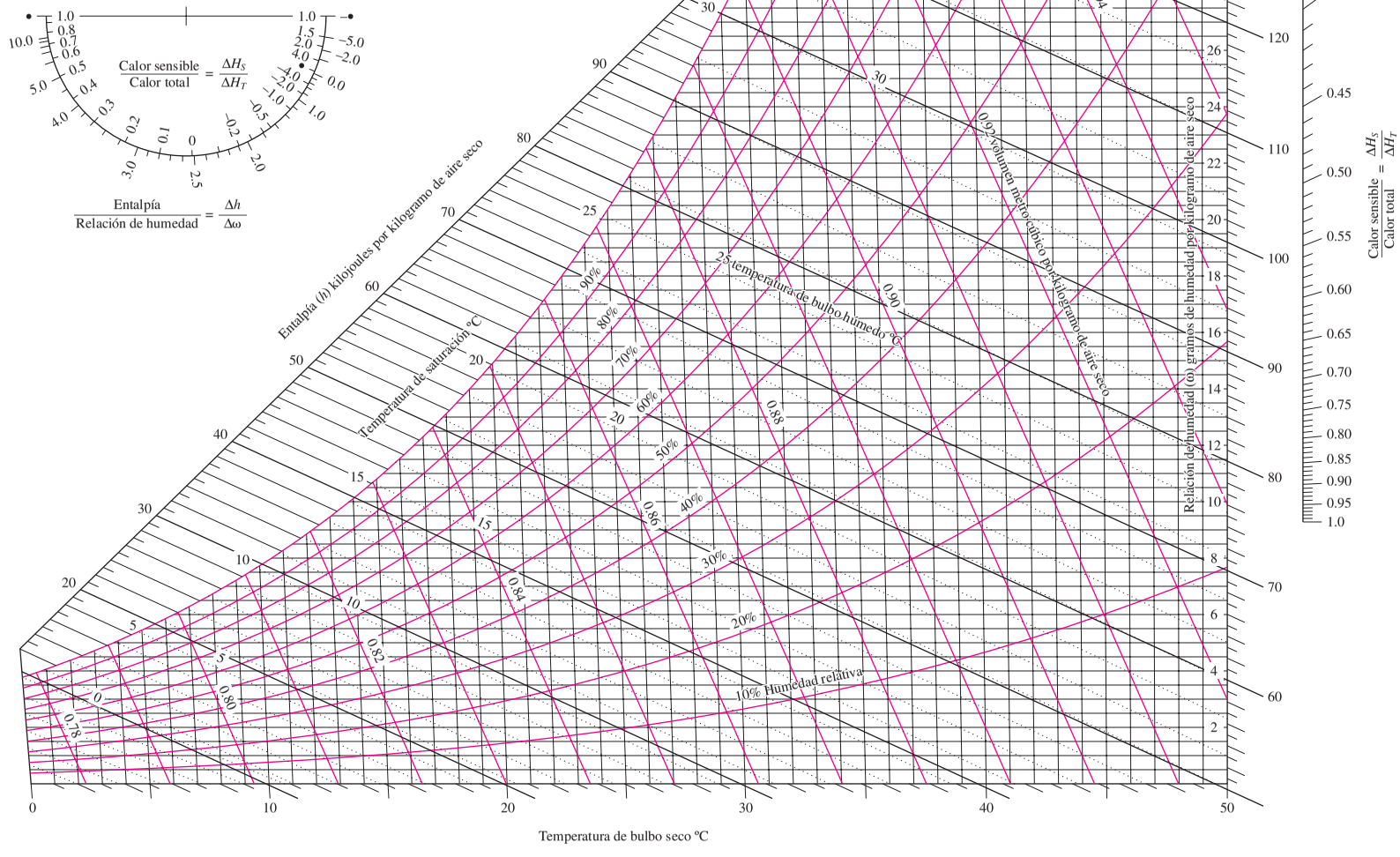
Gráfica generalizada de desviación de entropía.

Fuente: John R. Howell y Richard O. Buckius, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, *versión SI, Nueva York, McGraw-Hill, 1987, p. 559, Fig. C.3 y p. 561, Fig C.5.*

ASHRAE Gráfica psicrométrica núm. 1
Temperatura normal
Presión barométrica 101.325 kPa

© 1992 American Society of Heating,
Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Nivel del mar


Calor sensible / Calor total = ΔHS / ΔHT
Entalpía / Relación de humedad = Δh / Δω
Entalpía (h) kilojoules por kilogramo de aire seco
Temperatura de saturación, °C
Temperatura de bulbo seco °C
25 temperatura de bulbo húmedo °C
Relación de humedad (ω) gramos de humedad por kilogramo de aire seco
0.90 volumen metro cúbico por kilogramo de aire seco
10% Humedad relativa
Calor sensible / Calor total = ΔHS / ΔHT

Preparado por el Centro de Estudios Aplicados de Termodinámica, Universidad de Idaho.

FIGURA A-31

Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total.

Reproducida con permiso de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia; usada con permiso.

$$\text{Ma}^* = \text{Ma}\sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)\text{Ma}^2}}$$

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{\text{Ma}}\left[\left(\frac{2}{k+1}\right)\left(1+\frac{k-1}{2}\text{Ma}^2\right)\right]^{0.5(k+1)/(k-1)}$$

$$\frac{P}{P_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}\text{Ma}^2\right)^{-k/(k-1)}$$

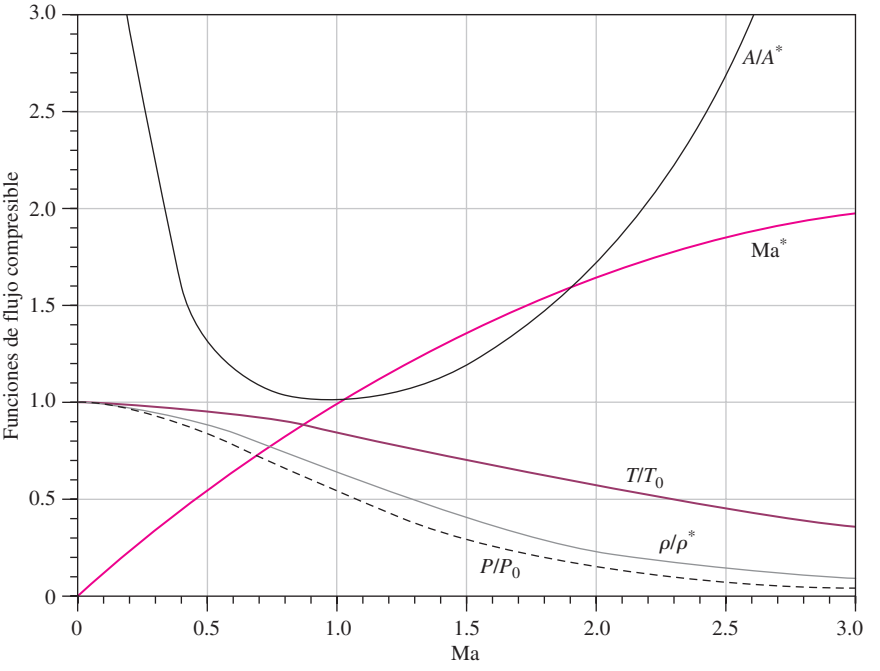
$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}\text{Ma}^2\right)^{-1/(k-1)}$$

$$\frac{T}{T_0} = \left(1+\frac{k-1}{2}\text{Ma}^2\right)^{-1}$$

TABLA A-32

Funciones unidimensionales isentrópicas de flujo compresible para un gas ideal con $k = 1.4$

Ma	Ma*	A/A^*	P/P_0	ρ/ρ_0	T/T_0
0	0	∞	1.0000	1.0000	1.0000
0.1	0.1094	5.8218	0.9930	0.9950	0.9980
0.2	0.2182	2.9635	0.9725	0.9803	0.9921
0.3	0.3257	2.0351	0.9395	0.9564	0.9823
0.4	0.4313	1.5901	0.8956	0.9243	0.9690
0.5	0.5345	1.3398	0.8430	0.8852	0.9524
0.6	0.6348	1.1882	0.7840	0.8405	0.9328
0.7	0.7318	1.0944	0.7209	0.7916	0.9107
0.8	0.8251	1.0382	0.6560	0.7400	0.8865
0.9	0.9146	1.0089	0.5913	0.6870	0.8606
1.0	1.0000	1.0000	0.5283	0.6339	0.8333
1.2	1.1583	1.0304	0.4124	0.5311	0.7764
1.4	1.2999	1.1149	0.3142	0.4374	0.7184
1.6	1.4254	1.2502	0.2353	0.3557	0.6614
1.8	1.5360	1.4390	0.1740	0.2868	0.6068
2.0	1.6330	1.6875	0.1278	0.2300	0.5556
2.2	1.7179	2.0050	0.0935	0.1841	0.5081
2.4	1.7922	2.4031	0.0684	0.1472	0.4647
2.6	1.8571	2.8960	0.0501	0.1179	0.4252
2.8	1.9140	3.5001	0.0368	0.0946	0.3894
3.0	1.9640	4.2346	0.0272	0.0760	0.3571
5.0	2.2361	25.000	0.0019	0.0113	0.1667
∝	2.2495	∝	0	0	0



$$T_{01} = T_{02}$$

$$\mathrm{Ma}_2 = \sqrt{\frac{(k-1)\mathrm{Ma}_1^2 + 2}{2k\mathrm{Ma}_1^2 - k + 1}}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + k\mathrm{Ma}_1^2}{1 + k\mathrm{Ma}_2^2} = \frac{2k\mathrm{Ma}_1^2 - k + 1}{k + 1}$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_2/P_1}{T_2/T_1} = \frac{(k+1)\mathrm{Ma}_1^2}{2 + (k-1)\mathrm{Ma}_1^2} = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{2 + \mathrm{Ma}_1^2(k-1)}{2 + \mathrm{Ma}_2^2(k-1)}$$

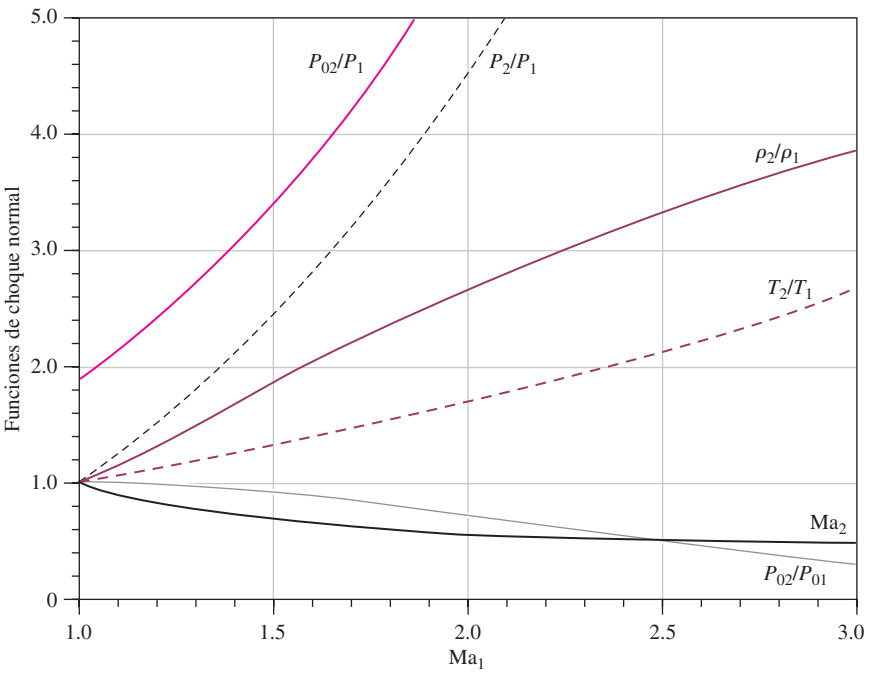
$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{\mathrm{Ma}_1}{\mathrm{Ma}_2}\left[\frac{1 + \mathrm{Ma}_2^2(k-1)/2}{1 + \mathrm{Ma}_1^2(k-1)/2}\right]^{(k+1)/[2(k-1)]}$$

$$\frac{P_{02}}{P_1} = \frac{(1 + k\mathrm{Ma}_1^2)[1 + \mathrm{Ma}_2^2(k-1)/2]^{k/(k-1)}}{1 + k\mathrm{Ma}_2^2}$$

TABLA A-33

Funciones unidimensionales de choque normal de un gas ideal con $k = 1.4$

Ma_1	Ma_2	P_2/P_1	ρ_2/ρ_1	T_2/T_1	P_{02}/P_{01}	P_{02}/P_1
1.0	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.8929
1.1	0.9118	1.2450	1.1691	1.0649	0.9989	2.1328
1.2	0.8422	1.5133	1.3416	1.1280	0.9928	2.4075
1.3	0.7860	1.8050	1.5157	1.1909	0.9794	2.7136
1.4	0.7397	2.1200	1.6897	1.2547	0.9582	3.0492
1.5	0.7011	2.4583	1.8621	1.3202	0.9298	3.4133
1.6	0.6684	2.8200	2.0317	1.3880	0.8952	3.8050
1.7	0.6405	3.2050	2.1977	1.4583	0.8557	4.2238
1.8	0.6165	3.6133	2.3592	1.5316	0.8127	4.6695
1.9	0.5956	4.0450	2.5157	1.6079	0.7674	5.1418
2.0	0.5774	4.5000	2.6667	1.6875	0.7209	5.6404
2.1	0.5613	4.9783	2.8119	1.7705	0.6742	6.1654
2.2	0.5471	5.4800	2.9512	1.8569	0.6281	6.7165
2.3	0.5344	6.0050	3.0845	1.9468	0.5833	7.2937
2.4	0.5231	6.5533	3.2119	2.0403	0.5401	7.8969
2.5	0.5130	7.1250	3.3333	2.1375	0.4990	8.5261
2.6	0.5039	7.7200	3.4490	2.2383	0.4601	9.1813
2.7	0.4956	8.3383	3.5590	2.3429	0.4236	9.8624
2.8	0.4882	8.9800	3.6636	2.4512	0.3895	10.5694
2.9	0.4814	9.6450	3.7629	2.5632	0.3577	11.3022
3.0	0.4752	10.3333	3.8571	2.6790	0.3283	12.0610
4.0	0.4350	18.5000	4.5714	4.0469	0.1388	21.0681
5.0	0.4152	29.000	5.0000	5.8000	0.0617	32.6335
∞	0.3780	∞	6.0000	∞	0	∞



$$\frac{T_0}{T_0^*} = \frac{(k+1)\text{Ma}^2[2+(k-1)\text{Ma}^2]}{(1+k\text{Ma}^2)^2}$$

$$\frac{P_0}{P_0^*} = \frac{k+1}{1+k\text{Ma}^2}\left(\frac{2+(k-1)\text{Ma}^2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$$

$$\frac{T}{T^*} = \left(\frac{\text{Ma}(1+k)}{1+k\text{Ma}^2}\right)^2$$

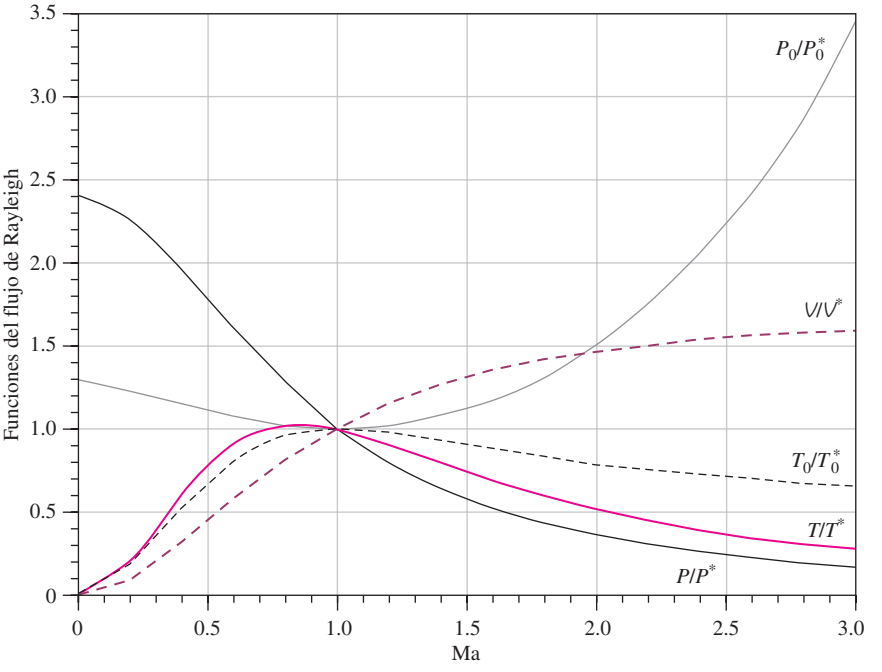
$$\frac{P}{P^*} = \frac{1+k}{1+k\text{Ma}^2}$$

$$\frac{V}{V^*} = \frac{\rho^*}{\rho} = \frac{(1+k)\text{Ma}^2}{1+k\text{Ma}^2}$$

TABLA A-34

Funciones del flujo de Rayleigh para un gas ideal con $k = 1.4$

Ma	T_0/T_0^*	P_0/P_0^*	T/T^*	P/P^*	V/V^*
0.0	0.0000	1.2679	0.0000	2.4000	0.0000
0.1	0.0468	1.2591	0.0560	2.3669	0.0237
0.2	0.1736	1.2346	0.2066	2.2727	0.0909
0.3	0.3469	1.1985	0.4089	2.1314	0.1918
0.4	0.5290	1.1566	0.6151	1.9608	0.3137
0.5	0.6914	1.1141	0.7901	1.7778	0.4444
0.6	0.8189	1.0753	0.9167	1.5957	0.5745
0.7	0.9085	1.0431	0.9929	1.4235	0.6975
0.8	0.9639	1.0193	1.0255	1.2658	0.8101
0.9	0.9921	1.0049	1.0245	1.1246	0.9110
1.0	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
1.2	0.9787	1.0194	0.9118	0.7958	1.1459
1.4	0.9343	1.0777	0.8054	0.6410	1.2564
1.6	0.8842	1.1756	0.7017	0.5236	1.3403
1.8	0.8363	1.3159	0.6089	0.4335	1.4046
2.0	0.7934	1.5031	0.5289	0.3636	1.4545
2.2	0.7561	1.7434	0.4611	0.3086	1.4938
2.4	0.7242	2.0451	0.4038	0.2648	1.5252
2.6	0.6970	2.4177	0.3556	0.2294	1.5505
2.8	0.6738	2.8731	0.3149	0.2004	1.5711
3.0	0.6540	3.4245	0.2803	0.1765	1.5882



Apéndice 2

TABLAS DE PROPIEDADES, FIGURAS Y DIAGRAMAS (UNIDADES INGLESAS)

Tabla A-1E Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Tabla A-2E Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

Tabla A-3E Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

Tabla A-4E Agua saturada. Tabla de temperaturas

Tabla A-5E Agua saturada. Tabla de presiones

Tabla A-6E Vapor de agua sobrecalentado

Tabla A-7E Agua líquida comprimida

Tabla A-8E Hielo saturado. Vapor de agua

Figura A-9E Diagrama *T-s* para el agua

Figura A-10E Diagrama de Mollier para el agua

Tabla A-11E Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura

Tabla A-12E Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión

Tabla A-13E Refrigerante 134a sobrecalentado

Figura A-14E Diagrama *P-h* para refrigerante 134a

Tabla A-16E Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Tabla A-17E Propiedades de gas ideal del aire

Tabla A-18E Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2

Tabla A-19E Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2

Tabla A-20E Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2

Tabla A-21E Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO

Tabla A-22E Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2

Tabla A-23E Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O

Tabla A-26E Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 77°C, 1 atm

Tabla A-27E Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes

Figura A-31E Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total

TABLA A-1E

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Sustancia	Fórmula	Masa molar, M lbm/lbmol	Constante de gas, R Btu/lbm · R*	Constante de gas, R psia · ft³/lbm · R*	Propiedades del punto crítico Temperatura, R	Presión, psia	Volumen, ft³/lbmol
Agua	H_2O	18.015	0.1102	0.5956	1164.8	3200	0.90
Aire	—	28.97	0.06855	0.3704	238.5	547	1.41
Alcohol etílico	C_2H_5OH	46.07	0.04311	0.2329	929.0	926	2.68
Alcohol metílico	CH_3OH	32.042	0.06198	0.3349	923.7	1154	1.89
Amoniaco	NH_3	17.03	0.1166	0.6301	729.8	1636	1.16
Argón	Ar	39.948	0.04971	0.2686	272	705	1.20
Benceno	C_6H_6	78.115	0.02542	0.1374	1012	714	4.17
Bromo	Br_2	159.808	0.01243	0.06714	1052	1500	2.17
n-Butano	C_4H_{10}	58.124	0.03417	0.1846	765.2	551	4.08
Cloro	Cl_2	70.906	0.02801	0.1517	751	1120	1.99
Cloroformo	$CHCl_3$	119.38	0.01664	0.08988	965.8	794	3.85
Cloruro metílico	CH_3Cl	50.488	0.03934	0.2125	749.3	968	2.29
Criptón	Kr	83.80	0.02370	0.1280	376.9	798	1.48
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl_2F_2	120.91	0.01643	0.08874	692.4	582	3.49
Diclorofluorometano (R-21)	$CHCl_2F$	102.92	0.01930	0.1043	813.0	749	3.16
Dióxido de carbono	CO_2	44.01	0.04513	0.2438	547.5	1071	1.51
Dióxido de sulfuro	SO_2	64.063	0.03100	1.1675	775.2	1143	1.95
Etano	C_2H_6	30.020	0.06616	0.3574	549.8	708	2.37
Etileno	C_2H_4	28.054	0.07079	0.3825	508.3	742	1.99
Helio	He	4.003	0.4961	2.6809	9.5	33.2	0.926
n-Hexano	C_6H_{14}	86.178	0.02305	0.1245	914.2	439	5.89
Hidrógeno (normal)	H_2	2.016	0.9851	5.3224	59.9	188.1	1.04
Metano	CH_4	16.043	0.1238	0.6688	343.9	673	1.59
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.07090	0.3831	240	507	1.49
Neón	Ne	20.183	0.09840	0.5316	80.1	395	0.668
Nitrógeno	N_2	28.013	0.07090	0.3830	227.1	492	1.44
Óxido nitroso	N_2O	44.013	0.04512	0.2438	557.4	1054	1.54
Oxígeno	O_2	31.999	0.06206	0.3353	278.6	736	1.25
Propano	C_3H_8	44.097	0.04504	0.2433	665.9	617	3.20
Propileno	C_3H_6	42.081	0.04719	0.2550	656.9	670	2.90
Tetracloruro de carbono	CCl_4	153.82	0.01291	0.06976	1001.5	661	4.42
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF_3CH_2F	102.03	0.01946	0.1052	673.6	588.7	3.19
Triclorofluorometano (R-11)	CCl_3F	137.37	0.01446	0.07811	848.1	635	3.97
Xenón	Xe	131.30	0.01513	0.08172	521.55	852	1.90

*Calculada de $R = R_u/M$, donde $R_u = 1.98588$ Btu/lbmol · R = 10.7316 psia · pie³/lbmol · R y M es la masa molar.

Fuente: K. A. Kobe y R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review 52,* 1953, pp. 117-236; y ASHRAE (Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire), *Handbook of Fundamentals*, Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993, pp. 16.4 y 36.1.

TABLA A-2E

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes
a) A 80°F

Gas	Fórmula	Constante de gas, R Btu/lbm · R	c_p Btu/lbm · R	c_v Btu/lbm · R	k
Aire	—	0.06855	0.240	0.171	1.400
Argón	Ar	0.04971	0.1253	0.0756	1.667
Butano	C_4H_{10}	0.03424	0.415	0.381	1.09
Dióxido de carbono	CO_2	0.04513	0.203	0.158	1.285
Etano	C_2H_6	0.06616	0.427	0.361	1.183
Etileno	C_2H_4	0.07079	0.411	0.340	1.208
Helio	He	0.4961	1.25	0.753	1.667
Hidrógeno	H_2	0.9851	3.43	2.44	1.404
Metano	CH_4	0.1238	0.532	0.403	1.32
Monóxido de carbono	CO	0.07090	0.249	0.178	1.399
Neón	Ne	0.09840	0.246	0.1477	1.667
Nitrógeno	N_2	0.07090	0.248	0.177	1.400
Octano	C_8H_{18}	0.01742	0.409	0.392	1.044
Oxígeno	O_2	0.06206	0.219	0.157	1.395
Propano	C_3H_8	0.04504	0.407	0.362	1.124
Vapor	H_2O	0.1102	0.445	0.335	1.329

Fuente: Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics,* versión inglés/SI, tercera edición, Nueva York, John Wiley & Sons, 1986, p. 687, Tabla A.8E.

TABLA A-2E

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (*continuación*)
b) A diversas temperaturas

Temp., °F	c_p Btu/lbm · R	c_v Btu/lbm · R	k	c_p Btu/lbm · R	c_v Btu/lbm · R	k	c_p Btu/lbm · R	c_v Btu/lbm · R	k
	Aire			*Dióxido de carbono, CO_2*			*Monóxido de carbono, CO*		
40	0.240	0.171	1.401	0.195	0.150	1.300	0.248	0.177	1.400
100	0.240	0.172	1.400	0.205	0.160	1.283	0.249	0.178	1.399
200	0.241	0.173	1.397	0.217	0.172	1.262	0.249	0.179	1.397
300	0.243	0.174	1.394	0.229	0.184	1.246	0.251	0.180	1.394
400	0.245	0.176	1.389	0.239	0.193	1.233	0.253	0.182	1.389
500	0.248	0.179	1.383	0.247	0.202	1.223	0.256	0.185	1.384
600	0.250	0.182	1.377	0.255	0.210	1.215	0.259	0.188	1.377
700	0.254	0.185	1.371	0.262	0.217	1.208	0.262	0.191	1.371
800	0.257	0.188	1.365	0.269	0.224	1.202	0.266	0.195	1.364
900	0.259	0.191	1.358	0.275	0.230	1.197	0.269	0.198	1.357
1000	0.263	0.195	1.353	0.280	0.235	1.192	0.273	0.202	1.351
1500	0.276	0.208	1.330	0.298	0.253	1.178	0.287	0.216	1.328
2000	0.286	0.217	1.312	0.312	0.267	1.169	0.297	0.226	1.314
	Hidrógeno, H_2			*Nitrógeno, N_2*			*Oxígeno, O_2*		
40	3.397	2.412	1.409	0.248	0.177	1.400	0.219	0.156	1.397
100	3.426	2.441	1.404	0.248	0.178	1.399	0.220	0.158	1.394
200	3.451	2.466	1.399	0.249	0.178	1.398	0.223	0.161	1.387
300	3.461	2.476	1.398	0.250	0.179	1.396	0.226	0.164	1.378
400	3.466	2.480	1.397	0.251	0.180	1.393	0.230	0.168	1.368
500	3.469	2.484	1.397	0.254	0.183	1.388	0.235	0.173	1.360
600	3.473	2.488	1.396	0.256	0.185	1.383	0.239	0.177	1.352
700	3.477	2.492	1.395	0.260	0.189	1.377	0.242	0.181	1.344
800	3.494	2.509	1.393	0.262	0.191	1.371	0.246	0.184	1.337
900	3.502	2.519	1.392	0.265	0.194	1.364	0.249	0.187	1.331
1000	3.513	2.528	1.390	0.269	0.198	1.359	0.252	0.190	1.326
1500	3.618	2.633	1.374	0.283	0.212	1.334	0.263	0.201	1.309
2000	3.758	2.773	1.355	0.293	0.222	1.319	0.270	0.208	1.298

Nota: La unidad Btu/lbm · R es equivalente a Btu/lbm · °F.

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, cuarta edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1983, p. 830, Tabla A.4. Publicada originalmente en *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

TABLA A-2E

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (*conclusión*)
c) Como una función de la temperatura

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$
(T en R, c_p en Btu/lbmol · R)

Sustancia	Fórmula	*a*	*b*	*c*	*d*	Rango de temp., R	% error Máx.	% error Prom.
Acetileno	C_2H_2	5.21	1.2227×10^{-2}	-0.4812×10^{-5}	0.7457×10^{-9}	491-2700	1.46	0.59
Aire	—	6.713	0.02609×10^{-2}	0.03540×10^{-5}	-0.08052×10^{-9}	491-3240	0.72	0.33
Amoniaco	NH_3	6.5846	0.34028×10^{-2}	0.073034×10^{-5}	-0.27402×10^{-9}	491-2700	0.91	0.36
Azufre	S_2	6.499	0.2943×10^{-2}	-0.1200×10^{-5}	0.1632×10^{-9}	491-3240	0.99	0.38
Benceno	C_6H_6	−8.650	6.4322×10^{-2}	-2.327×10^{-5}	3.179×10^{-9}	491-2700	0.34	0.20
i-Butano	C_4H_{10}	−1.890	5.520×10^{-2}	-1.696×10^{-5}	2.044×10^{-9}	491-2740	0.25	0.13
n-Butano	C_4H_{10}	0.945	4.929×10^{-2}	-1.352×10^{-5}	1.433×10^{-9}	491-2740	0.54	0.24
Cloruro de hidrógeno	HCl	7.244	-0.1011×10^{-2}	0.09783×10^{-5}	-0.1776×10^{-9}	491-2740	0.22	0.08
Dióxido de azufre	SO_2	6.157	0.7689×10^{-2}	-0.2810×10^{-5}	0.3527×10^{-9}	491-3240	0.45	0.24
Dióxido de carbono	CO_2	5.316	0.79361×10^{-2}	-0.2581×10^{-5}	0.3059×10^{-9}	491-3240	0.67	0.22
Dióxido de nitrógeno	NO_2	5.48	0.7583×10^{-2}	-0.260×10^{-5}	0.322×10^{-9}	491-2700	0.46	0.18
Etano	C_2H_6	1.648	2.291×10^{-2}	-0.4722×10^{-5}	0.2984×10^{-9}	491-2740	0.83	0.28
Etanol	C_2H_6O	4.75	2.781×10^{-2}	-0.7651×10^{-5}	0.821×10^{-9}	491-2700	0.40	0.22
Etileno	C_2H_4	0.944	2.075×10^{-2}	-0.6151×10^{-5}	0.7326×10^{-9}	491-2740	0.54	0.13
n-Hexano	C_6H_{14}	1.657	7.328×10^{-2}	-2.112×10^{-5}	2.363×10^{-9}	491-2740	0.72	0.20
Hidrógeno	H_2	6.952	-0.02542×10^{-2}	0.02952×10^{-5}	-0.03565×10^{-9}	491-3240	1.02	0.26
Metano	CH_4	4.750	0.6666×10^{-2}	0.09352×10^{-5}	-0.4510×10^{-9}	491-2740	1.33	0.57
Metanol	CH_4O	4.55	1.214×10^{-2}	-0.0898×10^{-5}	-0.329×10^{-9}	491-1800	0.18	0.08
Monóxido de carbono	CO	6.726	0.02222×10^{-2}	0.03960×10^{-5}	-0.09100×10^{-9}	491-3240	0.89	0.37
Nitrógeno	N_2	6.903	-0.02085×10^{-2}	0.05957×10^{-5}	-0.1176×10^{-9}	491-3240	0.59	0.34
Óxido nítrico	NO	7.008	-0.01247×10^{-2}	0.07185×10^{-5}	-0.1715×10^{-9}	491-2700	0.97	0.36
Óxido nitroso	N_2O	5.758	0.7780×10^{-2}	-0.2596×10^{-5}	0.4331×10^{-9}	491-2700	0.59	0.26
Oxígeno	O_2	6.085	0.2017×10^{-2}	-0.05275×10^{-5}	0.05372×10^{-9}	491-3240	1.19	0.28
n-Pentano	C_5H_{12}	1.618	6.028×10^{-2}	-1.656×10^{-5}	1.732×10^{-9}	491-2740	0.56	0.21
Propano	C_3H_8	−0.966	4.044×10^{-2}	-1.159×10^{-5}	1.300×10^{-9}	491-2740	0.40	0.12
Propileno	C_3H_6	0.753	3.162×10^{-2}	-0.8981×10^{-5}	1.008×10^{-9}	491-2740	0.73	0.17
Trióxido de azufre	SO_3	3.918	1.935×10^{-2}	-0.8256×10^{-5}	1.328×10^{-9}	491-2340	0.29	0.13
Vapor de agua	H_2O	7.700	0.02552×10^{-2}	0.07781×10^{-5}	-0.1472×10^{-9}	491-3240	0.53	0.24

Fuente: Chemical and Process Thermodynamics, 3/E por Kyle, B. G., © 2000. Adaptada con permiso de Pearson Education, Inc., Upper Saddle River, Nueva Jersey.

TABLA A-3E

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

a) Líquidos

	Datos de ebullición a 1 atm		*Datos de congelación*		*Propiedades de líquido*		
Sustancia	Punto normal de ebullición, °F	Calor latente de vaporización, h_{fg} Btu/lbm	Punto de congelación, °F	Calor latente de fusión, h_{if} Btu/lbm	Temperatura, °F	Densidad, ρ lbm/ft^3	Calor específico, c_p Btu/lbm · R
Aceite (ligero)	—	—			77	56.8	0.430
Agua	212	970.1	32	143.5	32	62.4	1.01
					90	62.1	1.00
					150	61.2	1.00
					212	59.8	1.01
Alcohol etílico	173.5	368	−248.8	46.4	68	49.3	0.678
Amoniaco	−27.9	24.54	−107.9	138.6	−27.9	42.6	1.06
					0	41.3	1.083
					40	39.5	1.103
					80	37.5	1.135
Argón	−302.6	69.5	−308.7	12.0	−302.6	87.0	0.272
Benceno	176.4	169.4	41.9	54.2	68	54.9	0.411
n-Butano	31.1	165.6	−217.3	34.5	31.1	37.5	0.552
Dióxido de carbono	−109.2*	99.6 (at 32°F)	−69.8	—	32	57.8	0.583
Etanol	172.8	360.5	−173.6	46.9	77	48.9	0.588
Etilén glicol	388.6	344.0	12.6	77.9	68	69.2	0.678
Glicerina	355.8	419	66.0	86.3	68	78.7	0.554
Helio	−452.1	9.80	—	—	−452.1	9.13	5.45
Hidrógeno	−423.0	191.7	−434.5	25.6	−423.0	4.41	2.39
Isobutano	10.9	157.8	−255.5	45.5	10.9	37.1	0.545
Mercurio	674.1	126.7	−38.0	4.90	77	847	0.033
Metano	−258.7	219.6	296.0	25.1	−258.7	26.4	0.834
					−160	20.0	1.074
Metanol	148.1	473	−143.9	42.7	77	49.1	0.609
Nitrógeno	−320.4	85.4	−346.0	10.9	−320.4	50.5	0.492
					−260	38.2	0.643
Octano	256.6	131.7	−71.5	77.9	68	43.9	0.502
Oxígeno	−297.3	91.5	−361.8	5.9	−297.3	71.2	0.408
Petróleo	—	99–165			68	40.0	0.478
Propano	−43.7	184.0	−305.8	34.4	−43.7	36.3	0.538
					32	33.0	0.604
					100	29.4	0.673
Salmuera (20% de cloruro de sodio por masa)	219.0	—	0.7	—	68	71.8	0.743
Queroseno	399–559	108	−12.8	—	68	51.2	0.478
Refrigerante 134a	−15.0	93.3	−141.9	—	−40	88.5	0.283
					−15	86.0	0.294
					32	80.9	0.318
					90	73.6	0.348

*Temperatura de sublimación. (A presiones por debajo de la presión de punto triple de 75.1 psia, el dióxido de carbono existe como sólido o como gas. También, la temperatura de punto de congelamiento del dióxido de carbono es la temperatura de punto triple de –69.8°F).

TABLA A-3E

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes (*continuación*)

b) Sólidos (los valores son para temperatura ambiente, excepto que se indique otra cosa)

Sustancia	Densidad, ρ lbm/ft^3	Calor específico, c_p Btu/lbm · R
Metales		
Acero dulce	489	0.119
Aluminio		
−100°F		0.192
32°F		0.212
100°F	170	0.218
200°F		0.224
300°F		0.229
400°F		0.235
500°F		0.240
Bronce (76% Cu, 2% Zn, 2% Al)	517	0.0955
Cobre		
−60°F		0.0862
0°F		0.0893
100°F	555	0.0925
200°F		0.0938
390°F		0.0963
Hierro	490	0.107
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)	519	0.0955
Magnesio	108	0.239
Níquel	555	0.105
Plata	655	0.056
Plomo	705	0.030
Tungsteno	1211	0.031
No metales		
Asfalto	132	0.220
Arcilla	62.4	0.220
Arena	94.9	
Caucho (blando)	68.7	
Caucho (duro)	71.8	
Concreto	144	0.156
Diamante	151	0.147
Grafito	156	0.170
Granito	169	0.243
Hielo		
−50°F		0.424
0°F		0.471
20°F		0.491
32°F	57.5	0.502
Ladrillo común	120	0.189
Ladrillo refractario (500 °C)	144	0.229
Madera contrachapada (abeto Douglas)	34.0	
Maderas duras (maple, encino, etc.)	45.0	
Maderas suaves (abeto, pino, etc.)	32.0	
Mármol	162	0.210
Piedra	93.6	
Piedra caliza	103	0.217
Vidrio para ventanas	169	0.191
Vidrio pirex	139	0.200
Yeso o tabla de yeso	50	0.260

c) Alimentos

Alimentos	Contenido de agua, % (masa)	Punto de congela-ción, °F	*Calor específico, Btu/lbm · R* Por encima del punto de congelación	*Calor específico, Btu/lbm · R* Por debajo del punto de congelación	Calor latente de fusión Btu/lbm
Brócoli	90	31	0.921	0.471	129
Camarón	83	28	0.865	0.450	119
Carne de pollo	74	27	0.793	0.423	106
Carne de res	67	—	0.737	0.402	96
Cerezas	80	29	0.841	0.441	115
Espinaca	93	31	0.945	0.481	134
Fresas	90	31	0.921	0.471	129
Helado	63	22	0.705	0.390	90
Huevo entero	74	31	0.793	0.423	106
Leche entera	88	31	0.905	0.465	126
Lechuga	95	32	0.961	0.487	136
Mantequilla	16	—	—	0.249	23
Manzanas	84	30	0.873	0.453	121
Maíz dulce	74	31	0.793	0.423	106
Naranjas	87	31	0.897	0.462	125
Papas	78	31	0.825	0.435	112
Pavo	64	—	0.713	0.393	92
Plátanos	75	31	0.801	0.426	108
Queso suizo	39	14	0.513	0.318	56
Salmón	64	28	0.713	0.393	92
Sandía	93	31	0.945	0.481	134
Tomates, (maduros)	94	31	0.953	0.484	135

Fuente: Los valores han sido obtenidos de varios manuales y otras fuentes, o se han calculado. El contenido de agua y los datos de punto de congelación para alimentos provienen del ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión I-P, Atlanta, Georgia, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993, Capítulo 30, Tabla 1. El punto de congelación es la temperatura a la que comienza la congelación para frutas y verduras, así como la temperatura promedio de congelación para otros alimentos.

TABLA A-4E

Agua saturada. Tabla de temperaturas

		Volumen específico, ft³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
Temp., T °F	Pres. sat., P_{sat} psia	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
32.018	0.08871	0.01602	3299.9	0.000	1021.0	1021.0	0.000	1075.2	1075.2	0.00000	2.18672	2.1867
35	0.09998	0.01602	2945.7	3.004	1019.0	1022.0	3.004	1073.5	1076.5	0.00609	2.17011	2.1762
40	0.12173	0.01602	2443.6	8.032	1015.6	1023.7	8.032	1070.7	1078.7	0.01620	2.14271	2.1589
45	0.14756	0.01602	2035.8	13.05	1012.2	1025.3	13.05	1067.8	1080.9	0.02620	2.11587	2.1421
50	0.17812	0.01602	1703.1	18.07	1008.9	1026.9	18.07	1065.0	1083.1	0.03609	2.08956	2.1256
55	0.21413	0.01603	1430.4	23.07	1005.5	1028.6	23.07	1062.2	1085.3	0.04586	2.06377	2.1096
60	0.25638	0.01604	1206.1	28.08	1002.1	1030.2	28.08	1059.4	1087.4	0.05554	2.03847	2.0940
65	0.30578	0.01604	1020.8	33.08	998.76	1031.8	33.08	1056.5	1089.6	0.06511	2.01366	2.0788
70	0.36334	0.01605	867.18	38.08	995.39	1033.5	38.08	1053.7	1091.8	0.07459	1.98931	2.0639
75	0.43016	0.01606	739.27	43.07	992.02	1035.1	43.07	1050.9	1093.9	0.08398	1.96541	2.0494
80	0.50745	0.01607	632.41	48.06	988.65	1036.7	48.07	1048.0	1096.1	0.09328	1.94196	2.0352
85	0.59659	0.01609	542.80	53.06	985.28	1038.3	53.06	1045.2	1098.3	0.10248	1.91892	2.0214
90	0.69904	0.01610	467.40	58.05	981.90	1040.0	58.05	1042.4	1100.4	0.11161	1.89630	2.0079
95	0.81643	0.01612	403.74	63.04	978.52	1041.6	63.04	1039.5	1102.6	0.12065	1.87408	1.9947
100	0.95052	0.01613	349.83	68.03	975.14	1043.2	68.03	1036.7	1104.7	0.12961	1.85225	1.9819
110	1.2767	0.01617	264.96	78.01	968.36	1046.4	78.02	1031.0	1109.0	0.14728	1.80970	1.9570
120	1.6951	0.01620	202.94	88.00	961.56	1049.6	88.00	1025.2	1113.2	0.16466	1.76856	1.9332
130	2.2260	0.01625	157.09	97.99	954.73	1052.7	97.99	1019.4	1117.4	0.18174	1.72877	1.9105
140	2.8931	0.01629	122.81	107.98	947.87	1055.9	107.99	1013.6	1121.6	0.19855	1.69024	1.8888
150	3.7234	0.01634	96.929	117.98	940.98	1059.0	117.99	1007.8	1125.7	0.21508	1.65291	1.8680
160	4.7474	0.01639	77.185	127.98	934.05	1062.0	128.00	1001.8	1129.8	0.23136	1.61670	1.8481
170	5.9999	0.01645	61.982	138.00	927.08	1065.1	138.02	995.88	1133.9	0.24739	1.58155	1.8289
180	7.5197	0.01651	50.172	148.02	920.06	1068.1	148.04	989.85	1137.9	0.26318	1.54741	1.8106
190	9.3497	0.01657	40.920	158.05	912.99	1071.0	158.08	983.76	1141.8	0.27874	1.51421	1.7930
200	11.538	0.01663	33.613	168.10	905.87	1074.0	168.13	977.60	1145.7	0.29409	1.48191	1.7760
210	14.136	0.01670	27.798	178.15	898.68	1076.8	178.20	971.35	1149.5	0.30922	1.45046	1.7597
212	14.709	0.01671	26.782	180.16	897.24	1077.4	180.21	970.09	1150.3	0.31222	1.44427	1.7565
220	17.201	0.01677	23.136	188.22	891.43	1079.6	188.28	965.02	1153.3	0.32414	1.41980	1.7439
230	20.795	0.01684	19.374	198.31	884.10	1082.4	198.37	958.59	1157.0	0.33887	1.38989	1.7288
240	24.985	0.01692	16.316	208.41	876.70	1085.1	208.49	952.06	1160.5	0.35342	1.36069	1.7141
250	29.844	0.01700	13.816	218.54	869.21	1087.7	218.63	945.41	1164.0	0.36779	1.33216	1.6999
260	35.447	0.01708	11.760	228.68	861.62	1090.3	228.79	938.65	1167.4	0.38198	1.30425	1.6862
270	41.877	0.01717	10.059	238.85	853.94	1092.8	238.98	931.76	1170.7	0.39601	1.27694	1.6730
280	49.222	0.01726	8.6439	249.04	846.16	1095.2	249.20	924.74	1173.9	0.40989	1.25018	1.6601
290	57.573	0.01735	7.4607	259.26	838.27	1097.5	259.45	917.57	1177.0	0.42361	1.22393	1.6475
300	67.028	0.01745	6.4663	269.51	830.25	1099.8	269.73	910.24	1180.0	0.43720	1.19818	1.6354
310	77.691	0.01755	5.6266	279.79	822.11	1101.9	280.05	902.75	1182.8	0.45065	1.17289	1.6235
320	89.667	0.01765	4.9144	290.11	813.84	1104.0	290.40	895.09	1185.5	0.46396	1.14802	1.6120
330	103.07	0.01776	4.3076	300.46	805.43	1105.9	300.80	887.25	1188.1	0.47716	1.12355	1.6007
340	118.02	0.01787	3.7885	310.85	796.87	1107.7	311.24	879.22	1190.5	0.49024	1.09945	1.5897
350	134.63	0.01799	3.3425	321.29	788.16	1109.4	321.73	870.98	1192.7	0.50321	1.07570	1.5789
360	153.03	0.01811	2.9580	331.76	779.28	1111.0	332.28	862.53	1194.8	0.51607	1.05227	1.5683
370	173.36	0.01823	2.6252	342.29	770.23	1112.5	342.88	853.86	1196.7	0.52884	1.02914	1.5580
380	195.74	0.01836	2.3361	352.87	761.00	1113.9	353.53	844.96	1198.5	0.54152	1.00628	1.5478
390	220.33	0.01850	2.0842	363.50	751.58	1115.1	364.25	835.81	1200.1	0.55411	0.98366	1.5378

TABLA A-4E

Agua saturada. Tabla de temperaturas (*conclusión*)

		Volumen específico, ft³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
Temp., T °F	Pres. sat., P_{sat} psia	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
400	247.26	0.01864	1.8639	374.19	741.97	1116.2	375.04	826.39	1201.4	0.56663	0.96127	1.5279
410	276.69	0.01878	1.6706	384.94	732.14	1117.1	385.90	816.71	1202.6	0.57907	0.93908	1.5182
420	308.76	0.01894	1.5006	395.76	722.08	1117.8	396.84	806.74	1203.6	0.59145	0.91707	1.5085
430	343.64	0.01910	1.3505	406.65	711.80	1118.4	407.86	796.46	1204.3	0.60377	0.89522	1.4990
440	381.49	0.01926	1.2178	417.61	701.26	1118.9	418.97	785.87	1204.8	0.61603	0.87349	1.4895
450	422.47	0.01944	1.0999	428.66	690.47	1119.1	430.18	774.94	1205.1	0.62826	0.85187	1.4801
460	466.75	0.01962	0.99510	439.79	679.39	1119.2	441.48	763.65	1205.1	0.64044	0.83033	1.4708
470	514.52	0.01981	0.90158	451.01	668.02	1119.0	452.90	751.98	1204.9	0.65260	0.80885	1.4615
480	565.96	0.02001	0.81794	462.34	656.34	1118.7	464.43	739.91	1204.3	0.66474	0.78739	1.4521
490	621.24	0.02022	0.74296	473.77	644.32	1118.1	476.09	727.40	1203.5	0.67686	0.76594	1.4428
500	680.56	0.02044	0.67558	485.32	631.94	1117.3	487.89	714.44	1202.3	0.68899	0.74445	1.4334
510	744.11	0.02067	0.61489	496.99	619.17	1116.2	499.84	700.99	1200.8	0.70112	0.72290	1.4240
520	812.11	0.02092	0.56009	508.80	605.99	1114.8	511.94	687.01	1199.0	0.71327	0.70126	1.4145
530	884.74	0.02118	0.51051	520.76	592.35	1113.1	524.23	672.47	1196.7	0.72546	0.67947	1.4049
540	962.24	0.02146	0.46553	532.88	578.23	1111.1	536.70	657.31	1194.0	0.73770	0.65751	1.3952
550	1044.8	0.02176	0.42465	545.18	563.58	1108.8	549.39	641.47	1190.9	0.75000	0.63532	1.3853
560	1132.7	0.02207	0.38740	557.68	548.33	1106.0	562.31	624.91	1187.2	0.76238	0.61284	1.3752
570	1226.2	0.02242	0.35339	570.40	532.45	1102.8	575.49	607.55	1183.0	0.77486	0.59003	1.3649
580	1325.5	0.02279	0.32225	583.37	515.84	1099.2	588.95	589.29	1178.2	0.78748	0.56679	1.3543
590	1430.8	0.02319	0.29367	596.61	498.43	1095.0	602.75	570.04	1172.8	0.80026	0.54306	1.3433
600	1542.5	0.02362	0.26737	610.18	480.10	1090.3	616.92	549.67	1166.6	0.81323	0.51871	1.3319
610	1660.9	0.02411	0.24309	624.11	460.73	1084.8	631.52	528.03	1159.5	0.82645	0.49363	1.3201
620	1786.2	0.02464	0.22061	638.47	440.14	1078.6	646.62	504.92	1151.5	0.83998	0.46765	1.3076
630	1918.9	0.02524	0.19972	653.35	418.12	1071.5	662.32	480.07	1142.4	0.85389	0.44056	1.2944
640	2059.3	0.02593	0.18019	668.86	394.36	1063.2	678.74	453.14	1131.9	0.86828	0.41206	1.2803
650	2207.8	0.02673	0.16184	685.16	368.44	1053.6	696.08	423.65	1119.7	0.88332	0.38177	1.2651
660	2364.9	0.02767	0.14444	702.48	339.74	1042.2	714.59	390.84	1105.4	0.89922	0.34906	1.2483
670	2531.2	0.02884	0.12774	721.23	307.22	1028.5	734.74	353.54	1088.3	0.91636	0.31296	1.2293
680	2707.3	0.03035	0.11134	742.11	269.00	1011.1	757.32	309.57	1066.9	0.93541	0.27163	1.2070
690	2894.1	0.03255	0.09451	766.81	220.77	987.6	784.24	253.96	1038.2	0.95797	0.22089	1.1789
700	3093.0	0.03670	0.07482	801.75	146.50	948.3	822.76	168.32	991.1	0.99023	0.14514	1.1354
705.10	3200.1	0.04975	0.04975	866.61	0	866.6	896.07	0	896.1	1.05257	0	1.0526

Fuente: Las tablas A-4E a A-8E fueron generadas utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es la altamente precisa Steam_IAPWS, que incorpora la Formulación 1995 para las Propiedades Termodinámicas de la Sustancia Agua Ordinaria para Uso Científico y General, editada por The International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). Esta formulación reemplaza a la de 1984 de Haar, Gallagher y Kell (NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984), la cual está también disponible en EES como la rutina STEAM. La nueva formulación se basa en las correlaciones de Saul y Wagner (J. Phys. Chem. Ref. Data, 16, 893, 1987) con modificaciones para ajustarla a la Escala Internacional de Temperaturas de 1990. Las modificaciones están descritas por Wagner y Pruss (J. Phys. Chem. Ref. Data, 22, 783, 1993). Las propiedades del hielo están basadas en Hyland y Wexler, "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H_2O from 173.15 K a 473.15 K", *ASHRAE Trans.*, Part 2A, Paper 2793, 1983.

TABLA A-5E

Agua saturada. Tabla de presiones

		Volumen específico, ft³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
Pres., P psia	Temp. sat., T_{sat} °F	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
1	101.69	0.01614	333.49	69.72	973.99	1043.7	69.72	1035.7	1105.4	0.13262	1.84495	1.9776
2	126.02	0.01623	173.71	94.02	957.45	1051.5	94.02	1021.7	1115.8	0.17499	1.74444	1.9194
3	141.41	0.01630	118.70	109.39	946.90	1056.3	109.40	1012.8	1122.2	0.20090	1.68489	1.8858
4	152.91	0.01636	90.629	120.89	938.97	1059.9	120.90	1006.0	1126.9	0.21985	1.64225	1.8621
5	162.18	0.01641	73.525	130.17	932.53	1062.7	130.18	1000.5	1130.7	0.23488	1.60894	1.8438
6	170.00	0.01645	61.982	138.00	927.08	1065.1	138.02	995.88	1133.9	0.24739	1.58155	1.8289
8	182.81	0.01652	47.347	150.83	918.08	1068.9	150.86	988.15	1139.0	0.26757	1.53800	1.8056
10	193.16	0.01659	38.425	161.22	910.75	1072.0	161.25	981.82	1143.1	0.28362	1.50391	1.7875
14.696	211.95	0.01671	26.805	180.12	897.27	1077.4	180.16	970.12	1150.3	0.31215	1.44441	1.7566
15	212.99	0.01672	26.297	181.16	896.52	1077.7	181.21	969.47	1150.7	0.31370	1.44441	1.7549
20	227.92	0.01683	20.093	196.21	885.63	1081.8	196.27	959.93	1156.2	0.33582	1.39606	1.7319
25	240.03	0.01692	16.307	208.45	876.67	1085.1	208.52	952.03	1160.6	0.35347	1.36060	1.7141
30	250.30	0.01700	13.749	218.84	868.98	1087.8	218.93	945.21	1164.1	0.36821	1.33132	1.6995
35	259.25	0.01708	11.901	227.92	862.19	1090.1	228.03	939.16	1167.2	0.38093	1.30632	1.6872
40	267.22	0.01715	10.501	236.02	856.09	1092.1	236.14	933.69	1169.8	0.39213	1.28448	1.6766
45	274.41	0.01721	9.4028	243.34	850.52	1093.9	243.49	928.68	1172.2	0.40216	1.26506	1.6672
50	280.99	0.01727	8.5175	250.05	845.39	1095.4	250.21	924.03	1174.2	0.41125	1.24756	1.6588
55	287.05	0.01732	7.7882	256.25	840.61	1096.9	256.42	919.70	1176.1	0.41958	1.23162	1.6512
60	292.69	0.01738	7.1766	262.01	836.13	1098.1	262.20	915.61	1177.8	0.42728	1.21697	1.6442
65	297.95	0.01743	6.6560	267.41	831.90	1099.3	267.62	911.75	1179.4	0.43443	1.20341	1.6378
70	302.91	0.01748	6.2075	272.50	827.90	1100.4	272.72	908.08	1180.8	0.44112	1.19078	1.6319
75	307.59	0.01752	5.8167	277.31	824.09	1101.4	277.55	904.58	1182.1	0.44741	1.17895	1.6264
80	312.02	0.01757	5.4733	281.87	820.45	1102.3	282.13	901.22	1183.4	0.45335	1.16783	1.6212
85	316.24	0.01761	5.1689	286.22	816.97	1103.2	286.50	898.00	1184.5	0.45897	1.15732	1.6163
90	320.26	0.01765	4.8972	290.38	813.62	1104.0	290.67	894.89	1185.6	0.46431	1.14737	1.6117
95	324.11	0.01770	4.6532	294.36	810.40	1104.8	294.67	891.89	1186.6	0.46941	1.13791	1.6073
100	327.81	0.01774	4.4327	298.19	807.29	1105.5	298.51	888.99	1187.5	0.47427	1.12888	1.6032
110	334.77	0.01781	4.0410	305.41	801.37	1106.8	305.78	883.44	1189.2	0.48341	1.11201	1.5954
120	341.25	0.01789	3.7289	312.16	795.79	1107.9	312.55	878.20	1190.8	0.49187	1.09646	1.5883
130	347.32	0.01796	3.4557	318.48	790.51	1109.0	318.92	873.21	1192.1	0.49974	1.08204	1.5818
140	353.03	0.01802	3.2202	324.45	785.49	1109.9	324.92	868.45	1193.4	0.50711	1.06858	1.5757
150	358.42	0.01809	3.0150	330.11	780.69	1110.8	330.61	863.88	1194.5	0.51405	1.05595	1.5700
160	363.54	0.01815	2.8347	335.49	776.10	1111.6	336.02	859.49	1195.5	0.52061	1.04405	1.5647
170	368.41	0.01821	2.6749	340.62	771.68	1112.3	341.19	855.25	1196.4	0.52682	1.03279	1.5596
180	373.07	0.01827	2.5322	345.53	767.42	1113.0	346.14	851.16	1197.3	0.53274	1.02210	1.5548
190	377.52	0.01833	2.4040	350.24	763.31	1113.6	350.89	847.19	1198.1	0.53839	1.01191	1.5503
200	381.80	0.01839	2.2882	354.78	759.32	1114.1	355.46	843.33	1198.8	0.54379	1.00219	1.5460
250	400.97	0.01865	1.8440	375.23	741.02	1116.3	376.09	825.47	1201.6	0.56784	0.95912	1.5270
300	417.35	0.01890	1.5435	392.89	724.77	1117.7	393.94	809.41	1203.3	0.58818	0.92289	1.5111
350	431.74	0.01912	1.3263	408.55	709.98	1118.5	409.79	794.65	1204.4	0.60590	0.89143	1.4973
400	444.62	0.01934	1.1617	422.70	696.31	1119.0	424.13	780.87	1205.0	0.62168	0.86350	1.4852
450	456.31	0.01955	1.0324	435.67	683.52	1119.2	437.30	767.86	1205.2	0.63595	0.83828	1.4742
500	467.04	0.01975	0.92819	447.68	671.42	1119.1	449.51	755.48	1205.0	0.64900	0.81521	1.4642
550	476.97	0.01995	0.84228	458.90	659.91	1118.8	460.93	743.60	1204.5	0.66107	0.79388	1.4550
600	486.24	0.02014	0.77020	469.46	648.88	1118.3	471.70	732.15	1203.9	0.67231	0.77400	1.4463

TABLA A-5E

Agua saturada. Tabla de presiones (*conclusión*)

		Volumen específico, ft³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
Pres., P psia	Temp. sat., T_{sat} °F	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
700	503.13	0.02051	0.65589	488.96	627.98	1116.9	491.62	710.29	1201.9	0.69279	0.73771	1.4305
800	518.27	0.02087	0.56920	506.74	608.30	1115.0	509.83	689.48	1199.3	0.71117	0.70502	1.4162
900	532.02	0.02124	0.50107	523.19	589.54	1112.7	526.73	669.46	1196.2	0.72793	0.67505	1.4030
1000	544.65	0.02159	0.44604	538.58	571.49	1110.1	542.57	650.03	1192.6	0.74341	0.64722	1.3906
1200	567.26	0.02232	0.36241	566.89	536.87	1103.8	571.85	612.39	1184.2	0.77143	0.59632	1.3677
1400	587.14	0.02307	0.30161	592.79	503.50	1096.3	598.76	575.66	1174.4	0.79658	0.54991	1.3465
1600	604.93	0.02386	0.25516	616.99	470.69	1087.7	624.06	539.18	1163.2	0.81972	0.50645	1.3262
1800	621.07	0.02470	0.21831	640.03	437.86	1077.9	648.26	502.35	1150.6	0.84144	0.46482	1.3063
2000	635.85	0.02563	0.18815	662.33	404.46	1066.8	671.82	464.60	1136.4	0.86224	0.42409	1.2863
2500	668.17	0.02860	0.13076	717.67	313.53	1031.2	730.90	360.79	1091.7	0.91311	0.31988	1.2330
3000	695.41	0.03433	0.08460	783.39	186.41	969.8	802.45	214.32	1016.8	0.97321	0.18554	1.1587
3200.1	705.10	0.04975	0.04975	866.61	0	866.6	896.07	0	896.1	1.05257	0	1.0526

TABLA A-6E

Vapor de agua sobrecalentado

T °F	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R
	P = 1.0 psia (101.69°F)*				P = 5.0 psia (162.18°F)				P = 10 psia (193.16°F)			
Sat.†	333.49	1043.7	1105.4	1.9776	73.525	1062.7	1130.7	1.8438	38.425	1072.0	1143.1	1.7875
200	392.53	1077.5	1150.1	2.0509	78.153	1076.2	1148.5	1.8716	38.849	1074.5	1146.4	1.7926
240	416.44	1091.2	1168.3	2.0777	83.009	1090.3	1167.1	1.8989	41.326	1089.1	1165.5	1.8207
280	440.33	1105.0	1186.5	2.1030	87.838	1104.3	1185.6	1.9246	43.774	1103.4	1184.4	1.8469
320	464.20	1118.9	1204.8	2.1271	92.650	1118.4	1204.1	1.9490	46.205	1117.6	1203.1	1.8716
360	488.07	1132.9	1223.3	2.1502	97.452	1132.5	1222.6	1.9722	48.624	1131.9	1221.8	1.8950
400	511.92	1147.1	1241.8	2.1722	102.25	1146.7	1241.3	1.9944	51.035	1146.2	1240.6	1.9174
440	535.77	1161.3	1260.4	2.1934	107.03	1160.9	1260.0	2.0156	53.441	1160.5	1259.4	1.9388
500	571.54	1182.8	1288.6	2.2237	114.21	1182.6	1288.2	2.0461	57.041	1182.2	1287.8	1.9693
600	631.14	1219.4	1336.2	2.2709	126.15	1219.2	1335.9	2.0933	63.029	1219.0	1335.6	2.0167
700	690.73	1256.8	1384.6	2.3146	138.09	1256.7	1384.4	2.1371	69.007	1256.5	1384.2	2.0605
800	750.31	1295.1	1433.9	2.3553	150.02	1294.9	1433.7	2.1778	74.980	1294.8	1433.5	2.1013
1000	869.47	1374.2	1535.1	2.4299	173.86	1374.2	1535.0	2.2524	86.913	1374.1	1534.9	2.1760
1200	988.62	1457.1	1640.0	2.4972	197.70	1457.0	1640.0	2.3198	98.840	1457.0	1639.9	2.2433
1400	1107.8	1543.7	1748.7	2.5590	221.54	1543.7	1748.7	2.3816	110.762	1543.6	1748.6	2.3052
	P = 15 psia (212.99°F)				P = 20 psia (227.92°F)				P = 40 psia (267.22°F)			
Sat.	26.297	1077.7	1150.7	1.7549	20.093	1081.8	1156.2	1.7319	10.501	1092.1	1169.8	1.6766
240	27.429	1087.8	1163.9	1.7742	20.478	1086.5	1162.3	1.7406				
280	29.085	1102.4	1183.2	1.8010	21.739	1101.4	1181.9	1.7679	10.713	1097.3	1176.6	1.6858
320	30.722	1116.9	1202.2	1.8260	22.980	1116.1	1201.2	1.7933	11.363	1112.9	1197.1	1.7128
360	32.348	1131.3	1221.1	1.8496	24.209	1130.7	1220.2	1.8171	11.999	1128.1	1216.9	1.7376
400	33.965	1145.7	1239.9	1.8721	25.429	1145.1	1239.3	1.8398	12.625	1143.1	1236.5	1.7610
440	35.576	1160.1	1258.8	1.8936	26.644	1159.7	1258.3	1.8614	13.244	1157.9	1256.0	1.7831
500	37.986	1181.9	1287.3	1.9243	28.458	1181.6	1286.9	1.8922	14.165	1180.2	1285.0	1.8143
600	41.988	1218.7	1335.3	1.9718	31.467	1218.5	1334.9	1.9398	15.686	1217.5	1333.6	1.8625
700	45.981	1256.3	1383.9	2.0156	34.467	1256.1	1383.7	1.9837	17.197	1255.3	1382.6	1.9067
800	49.967	1294.6	1433.3	2.0565	37.461	1294.5	1433.1	2.0247	18.702	1293.9	1432.3	1.9478
1000	57.930	1374.0	1534.8	2.1312	43.438	1373.8	1534.6	2.0994	21.700	1373.4	1534.1	2.0227
1200	65.885	1456.9	1639.8	2.1986	49.407	1456.8	1639.7	2.1668	24.691	1456.5	1639.3	2.0902
1400	73.836	1543.6	1748.5	2.2604	55.373	1543.5	1748.4	2.2287	27.678	1543.3	1748.1	2.1522
1600	81.784	1634.0	1861.0	2.3178	61.335	1633.9	1860.9	2.2861	30.662	1633.7	1860.7	2.2096
	P = 60 psia (292.69°F)				P = 80 psia (312.02°F)				P = 100 psia (327.81°F)			
Sat.	7.1766	1098.1	1177.8	1.6442	5.4733	1102.3	1183.4	1.6212	4.4327	1105.5	1187.5	1.6032
320	7.4863	1109.6	1192.7	1.6636	5.5440	1105.9	1187.9	1.6271				
360	7.9259	1125.5	1213.5	1.6897	5.8876	1122.7	1209.9	1.6545	4.6628	1119.8	1206.1	1.6263
400	8.3548	1140.9	1233.7	1.7138	6.2187	1138.7	1230.8	1.6794	4.9359	1136.4	1227.8	1.6521
440	8.7766	1156.1	1253.6	1.7364	6.5420	1154.3	1251.2	1.7026	5.2006	1152.4	1248.7	1.6759
500	9.4005	1178.8	1283.1	1.7682	7.0177	1177.3	1281.2	1.7350	5.5876	1175.9	1279.3	1.7088
600	10.4256	1216.5	1332.2	1.8168	7.7951	1215.4	1330.8	1.7841	6.2167	1214.4	1329.4	1.7586
700	11.4401	1254.5	1381.6	1.8613	8.5616	1253.8	1380.5	1.8289	6.8344	1253.0	1379.5	1.8037
800	12.4484	1293.3	1431.5	1.9026	9.3218	1292.6	1430.6	1.8704	7.4457	1292.0	1429.8	1.8453
1000	14.4543	1373.0	1533.5	1.9777	10.8313	1372.6	1532.9	1.9457	8.6575	1372.2	1532.4	1.9208
1200	16.4525	1456.2	1638.9	2.0454	12.3331	1455.9	1638.5	2.0135	9.8615	1455.6	1638.1	1.9887
1400	18.4464	1543.0	1747.8	2.1073	13.8306	1542.8	1747.5	2.0755	11.0612	1542.6	1747.2	2.0508
1600	20.438	1633.5	1860.5	2.1648	15.3257	1633.3	1860.2	2.1330	12.2584	1633.2	1860.0	2.1083
1800	22.428	1727.6	1976.6	2.2187	16.8192	1727.5	1976.5	2.1869	13.4541	1727.3	1976.3	2.1622
2000	24.417	1825.2	2096.3	2.2694	18.3117	1825.0	2096.1	2.2376	14.6487	1824.9	2096.0	2.2130

* La temperatura entre paréntesis es la temperatura de saturación a la presión especificada.

† Propiedades del vapor saturado a la presión especificada.

TABLA A-6E

Vapor de agua sobrecalentado (*continuación*)

T °F	*v* ft³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R	*v* ft³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R	*v* ft³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R
	P = 120 psia (341.25°F)				*P* = 140 psia (353.03°F)				*P* = 160 psia (363.54°F)			
Sat.	3.7289	1107.9	1190.8	1.5883	3.2202	1109.9	1193.4	1.5757	2.8347	1111.6	1195.5	1.5647
360	3.8446	1116.7	1202.1	1.6023	3.2584	1113.4	1197.8	1.5811				
400	4.0799	1134.0	1224.6	1.6292	3.4676	1131.5	1221.4	1.6092	3.0076	1129.0	1218.0	1.5914
450	4.3613	1154.5	1251.4	1.6594	3.7147	1152.6	1248.9	1.6403	3.2293	1150.7	1246.3	1.6234
500	4.6340	1174.4	1277.3	1.6872	3.9525	1172.9	1275.3	1.6686	3.4412	1171.4	1273.2	1.6522
550	4.9010	1193.9	1302.8	1.7131	4.1845	1192.7	1301.1	1.6948	3.6469	1191.4	1299.4	1.6788
600	5.1642	1213.4	1328.0	1.7375	4.4124	1212.3	1326.6	1.7195	3.8484	1211.3	1325.2	1.7037
700	5.6829	1252.2	1378.4	1.7829	4.8604	1251.4	1377.3	1.7652	4.2434	1250.6	1376.3	1.7498
800	6.1950	1291.4	1429.0	1.8247	5.3017	1290.8	1428.1	1.8072	4.6316	1290.2	1427.3	1.7920
1000	7.2083	1371.7	1531.8	1.9005	6.1732	1371.3	1531.3	1.8832	5.3968	1370.9	1530.7	1.8682
1200	8.2137	1455.3	1637.7	1.9684	7.0367	1455.0	1637.3	1.9512	6.1540	1454.7	1636.9	1.9363
1400	9.2149	1542.3	1746.9	2.0305	7.8961	1542.1	1746.6	2.0134	6.9070	1541.8	1746.3	1.9986
1600	10.2135	1633.0	1859.8	2.0881	8.7529	1632.8	1859.5	2.0711	7.6574	1632.6	1859.3	2.0563
1800	11.2106	1727.2	1976.1	2.1420	9.6082	1727.0	1975.9	2.1250	8.4063	1726.9	1975.7	2.1102
2000	12.2067	1824.8	2095.8	2.1928	10.4624	1824.6	2095.7	2.1758	9.1542	1824.5	2095.5	2.1610
	P = 180 psia (373.07°F)				*P* = 200 psia (381.80°F)				*P* = 225 psia (391.80°F)			
Sat.	2.5322	1113.0	1197.3	1.5548	2.2882	1114.1	1198.8	1.5460	2.0423	1115.3	1200.3	1.5360
400	2.6490	1126.3	1214.5	1.5752	2.3615	1123.5	1210.9	1.5602	2.0728	1119.7	1206.0	1.5427
450	2.8514	1148.7	1243.7	1.6082	2.5488	1146.7	1241.0	1.5943	2.2457	1144.1	1237.6	1.5783
500	3.0433	1169.8	1271.2	1.6376	2.7247	1168.2	1269.0	1.6243	2.4059	1166.2	1266.3	1.6091
550	3.2286	1190.2	1297.7	1.6646	2.8939	1188.9	1296.0	1.6516	2.5590	1187.2	1293.8	1.6370
600	3.4097	1210.2	1323.8	1.6897	3.0586	1209.1	1322.3	1.6771	2.7075	1207.7	1320.5	1.6628
700	3.7635	1249.8	1375.2	1.7361	3.3796	1249.0	1374.1	1.7238	2.9956	1248.0	1372.7	1.7099
800	4.1104	1289.5	1426.5	1.7785	3.6934	1288.9	1425.6	1.7664	3.2765	1288.1	1424.5	1.7528
900	4.4531	1329.7	1478.0	1.8179	4.0031	1329.2	1477.3	1.8059	3.5530	1328.5	1476.5	1.7925
1000	4.7929	1370.5	1530.1	1.8549	4.3099	1370.1	1529.6	1.8430	3.8268	1369.5	1528.9	1.8296
1200	5.4674	1454.3	1636.5	1.9231	4.9182	1454.0	1636.1	1.9113	4.3689	1453.6	1635.6	1.8981
1400	6.1377	1541.6	1746.0	1.9855	5.5222	1541.4	1745.7	1.9737	4.9068	1541.1	1745.4	1.9606
1600	6.8054	1632.4	1859.1	2.0432	6.1238	1632.2	1858.8	2.0315	5.4422	1632.0	1858.6	2.0184
1800	7.4716	1726.7	1975.6	2.0971	6.7238	1726.5	1975.4	2.0855	5.9760	1726.4	1975.2	2.0724
2000	8.1367	1824.4	2095.4	2.1479	7.3227	1824.3	2095.3	2.1363	6.5087	1824.1	2095.1	2.1232
	P = 250 psia (400.97°F)				*P* = 275 psia (409.45°F)				*P* = 300 psia (417.35°F)			
Sat.	1.8440	1116.3	1201.6	1.5270	1.6806	1117.0	1202.6	1.5187	1.5435	1117.7	1203.3	1.5111
450	2.0027	1141.3	1234.0	1.5636	1.8034	1138.5	1230.3	1.5499	1.6369	1135.6	1226.4	1.5369
500	2.1506	1164.1	1263.6	1.5953	1.9415	1162.0	1260.8	1.5825	1.7670	1159.8	1257.9	1.5706
550	2.2910	1185.6	1291.5	1.6237	2.0715	1183.9	1289.3	1.6115	1.8885	1182.1	1287.0	1.6001
600	2.4264	1206.3	1318.6	1.6499	2.1964	1204.9	1316.7	1.6380	2.0046	1203.5	1314.8	1.6270
650	2.5586	1226.8	1345.1	1.6743	2.3179	1225.6	1343.5	1.6627	2.1172	1224.4	1341.9	1.6520
700	2.6883	1247.0	1371.4	1.6974	2.4369	1246.0	1370.0	1.6860	2.2273	1244.9	1368.6	1.6755
800	2.9429	1287.3	1423.5	1.7406	2.6699	1286.5	1422.4	1.7294	2.4424	1285.7	1421.3	1.7192
900	3.1930	1327.9	1475.6	1.7804	2.8984	1327.3	1474.8	1.7694	2.6529	1326.6	1473.9	1.7593
1000	3.4403	1369.0	1528.2	1.8177	3.1241	1368.5	1527.4	1.8068	2.8605	1367.9	1526.7	1.7968
1200	3.9295	1453.3	1635.0	1.8863	3.5700	1452.9	1634.5	1.8755	3.2704	1452.5	1634.0	1.8657
1400	4.4144	1540.8	1745.0	1.9488	4.0116	1540.5	1744.6	1.9381	3.6759	1540.2	1744.2	1.9284
1600	4.8969	1631.7	1858.3	2.0066	4.4507	1631.5	1858.0	1.9960	4.0789	1631.3	1857.7	1.9863
1800	5.3777	1726.2	1974.9	2.0607	4.8882	1726.0	1974.7	2.0501	4.4803	1725.8	1974.5	2.0404
2000	5.8575	1823.9	2094.9	2.1116	5.3247	1823.8	2094.7	2.1010	4.8807	1823.6	2094.6	2.0913

TABLA A-6E

Vapor de agua sobrecalentado (*continuación*)

T °F	*v* ft³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R	*v* ft³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R	*v* ft³/lbm	*u* Btu/lbm	*h* Btu/lbm	*s* Btu/lbm · R
	P = 350 psia (431.74°F)				*P* = 400 psia (444.62°F)				*P* = 450 psia (456.31°F)			
Sat.	1.3263	1118.5	1204.4	1.4973	1.1617	1119.0	1205.0	1.4852	1.0324	1119.2	1205.2	1.4742
450	1.3739	1129.3	1218.3	1.5128	1.1747	1122.5	1209.4	1.4901				
500	1.4921	1155.2	1251.9	1.5487	1.2851	1150.4	1245.6	1.5288	1.1233	1145.4	1238.9	1.5103
550	1.6004	1178.6	1282.2	1.5795	1.3840	1174.9	1277.3	1.5610	1.2152	1171.1	1272.3	1.5441
600	1.7030	1200.6	1310.9	1.6073	1.4765	1197.6	1306.9	1.5897	1.3001	1194.6	1302.8	1.5737
650	1.8018	1221.9	1338.6	1.6328	1.5650	1219.4	1335.3	1.6158	1.3807	1216.9	1331.9	1.6005
700	1.8979	1242.8	1365.8	1.6567	1.6507	1240.7	1362.9	1.6401	1.4584	1238.5	1360.0	1.6253
800	2.0848	1284.1	1419.1	1.7009	1.8166	1282.5	1417.0	1.6849	1.6080	1280.8	1414.7	1.6706
900	2.2671	1325.3	1472.2	1.7414	1.9777	1324.0	1470.4	1.7257	1.7526	1322.7	1468.6	1.7117
1000	2.4464	1366.9	1525.3	1.7791	2.1358	1365.8	1523.9	1.7636	1.8942	1364.7	1522.4	1.7499
1200	2.7996	1451.7	1633.0	1.8483	2.4465	1450.9	1632.0	1.8331	2.1718	1450.1	1631.0	1.8196
1400	3.1484	1539.6	1743.5	1.9111	2.7527	1539.0	1742.7	1.8960	2.4450	1538.4	1742.0	1.8827
1600	3.4947	1630.8	1857.1	1.9691	3.0565	1630.3	1856.5	1.9541	2.7157	1629.8	1856.0	1.9409
1800	3.8394	1725.4	1974.0	2.0233	3.3586	1725.0	1973.6	2.0084	2.9847	1724.6	1973.2	1.9952
2000	4.1830	1823.3	2094.2	2.0742	3.6597	1823.0	2093.9	2.0594	3.2527	1822.6	2093.5	2.0462
	P = 500 psia (467.04°F)				*P* = 600 psia (486.24°F)				*P* = 700 psia (503.13°F)			
Sat.	0.92815	1119.1	1205.0	1.4642	0.77020	1118.3	1203.9	1.4463	0.65589	1116.9	1201.9	1.4305
500	0.99304	1140.1	1231.9	1.4928	0.79526	1128.2	1216.5	1.4596				
550	1.07974	1167.1	1267.0	1.5284	0.87542	1158.7	1255.9	1.4996	0.72799	1149.5	1243.8	1.4730
600	1.15876	1191.4	1298.6	1.5590	0.94605	1184.9	1289.9	1.5325	0.79332	1177.9	1280.7	1.5087
650	1.23312	1214.3	1328.4	1.5865	1.01133	1209.0	1321.3	1.5614	0.85242	1203.4	1313.8	1.5393
700	1.30440	1236.4	1357.0	1.6117	1.07316	1231.9	1351.0	1.5877	0.90769	1227.2	1344.8	1.5666
800	1.44097	1279.2	1412.5	1.6576	1.19038	1275.8	1408.0	1.6348	1.01125	1272.4	1403.4	1.6150
900	1.57252	1321.4	1466.9	1.6992	1.30230	1318.7	1463.3	1.6771	1.10921	1316.0	1459.7	1.6581
1000	1.70094	1363.6	1521.0	1.7376	1.41097	1361.4	1518.1	1.7160	1.20381	1359.2	1515.2	1.6974
1100	1.82726	1406.2	1575.3	1.7735	1.51749	1404.4	1572.9	1.7522	1.29621	1402.5	1570.4	1.7341
1200	1.95211	1449.4	1630.0	1.8075	1.62252	1447.8	1627.9	1.7865	1.38709	1446.2	1625.9	1.7685
1400	2.1988	1537.8	1741.2	1.8708	1.82957	1536.6	1739.7	1.8501	1.56580	1535.4	1738.2	1.8324
1600	2.4430	1629.4	1855.4	1.9291	2.0340	1628.4	1854.2	1.9085	1.74192	1627.5	1853.1	1.8911
1800	2.6856	1724.2	1972.7	1.9834	2.2369	1723.4	1971.8	1.9630	1.91643	1722.7	1970.9	1.9457
2000	2.9271	1822.3	2093.1	2.0345	2.4387	1821.7	2092.4	2.0141	2.08987	1821.0	2091.7	1.9969
	P = 800 psia (518.27°F)				*P* = 1000 psia (544.65°F)				*P* = 1250 psia (572.45°F)			
Sat.	0.56920	1115.0	1199.3	1.4162	0.44604	1110.1	1192.6	1.3906	0.34549	1102.0	1181.9	1.3623
550	0.61586	1139.4	1230.5	1.4476	0.45375	1115.2	1199.2	1.3972				
600	0.67799	1170.5	1270.9	1.4866	0.51431	1154.1	1249.3	1.4457	0.37894	1129.5	1217.2	1.3961
650	0.73279	1197.6	1306.0	1.5191	0.56411	1185.1	1289.5	1.4827	0.42703	1167.5	1266.3	1.4414
700	0.78330	1222.4	1338.4	1.5476	0.60844	1212.4	1325.0	1.5140	0.46735	1198.7	1306.8	1.4771
750	0.83102	1246.0	1369.1	1.5735	0.64944	1237.6	1357.8	1.5418	0.50344	1226.4	1342.9	1.5076
800	0.87678	1268.9	1398.7	1.5975	0.68821	1261.7	1389.0	1.5670	0.53687	1252.2	1376.4	1.5347
900	0.96434	1313.3	1456.0	1.6413	0.76136	1307.7	1448.6	1.6126	0.59876	1300.5	1439.0	1.5826
1000	1.04841	1357.0	1512.2	1.6812	0.83078	1352.5	1506.2	1.6535	0.65656	1346.7	1498.6	1.6249
1100	1.13024	1400.7	1568.0	1.7181	0.89783	1396.9	1563.1	1.6911	0.71184	1392.2	1556.8	1.6635
1200	1.21051	1444.6	1623.8	1.7528	0.96327	1441.4	1619.7	1.7263	0.76545	1437.4	1614.5	1.6993
1400	1.36797	1534.2	1736.7	1.8170	1.09101	1531.8	1733.7	1.7911	0.86944	1528.7	1729.8	1.7649
1600	1.52283	1626.5	1851.9	1.8759	1.21610	1624.6	1849.6	1.8504	0.97072	1622.2	1846.7	1.8246
1800	1.67606	1721.9	1970.0	1.9306	1.33956	1720.3	1968.2	1.9053	1.07036	1718.4	1966.0	1.8799
2000	1.82823	1820.4	2091.0	1.9819	1.46194	1819.1	2089.6	1.9568	1.16892	1817.5	2087.9	1.9315

TABLA A-6E

Vapor de agua sobrecalentado (*conclusión*)

T °F	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R
	P = 1500 psia (596.26°F)				P = 1750 psia (617.17°F)				P = 2000 psia (635.85°F)			
Sat.	0.27695	1092.1	1169.0	1.3362	0.22681	1080.5	1153.9	1.3112	0.18815	1066.8	1136.4	1.2863
600	0.28189	1097.2	1175.4	1.3423								
650	0.33310	1147.2	1239.7	1.4016	0.26292	1122.8	1207.9	1.3607	0.20586	1091.4	1167.6	1.3146
700	0.37198	1183.6	1286.9	1.4433	0.30252	1166.8	1264.7	1.4108	0.24894	1147.6	1239.8	1.3783
750	0.40535	1214.4	1326.9	1.4771	0.33455	1201.5	1309.8	1.4489	0.28074	1187.4	1291.3	1.4218
800	0.43550	1242.2	1363.1	1.5064	0.36266	1231.7	1349.1	1.4807	0.30763	1220.5	1334.3	1.4567
850	0.46356	1268.2	1396.9	1.5328	0.38835	1259.3	1385.1	1.5088	0.33169	1250.0	1372.8	1.4867
900	0.49015	1293.1	1429.2	1.5569	0.41238	1285.4	1419.0	1.5341	0.35390	1277.5	1408.5	1.5134
1000	0.54031	1340.9	1490.8	1.6007	0.45719	1334.9	1482.9	1.5796	0.39479	1328.7	1474.9	1.5606
1100	0.58781	1387.3	1550.5	1.6402	0.49917	1382.4	1544.1	1.6201	0.43266	1377.5	1537.6	1.6021
1200	0.63355	1433.3	1609.2	1.6767	0.53932	1429.2	1603.9	1.6572	0.46864	1425.1	1598.5	1.6400
1400	0.72172	1525.7	1726.0	1.7432	0.61621	1522.6	1722.1	1.7245	0.53708	1519.5	1718.3	1.7081
1600	0.80714	1619.8	1843.8	1.8033	0.69031	1617.4	1840.9	1.7852	0.60269	1615.0	1838.0	1.7693
1800	0.89090	1716.4	1963.7	1.8589	0.76273	1714.5	1961.5	1.8410	0.66660	1712.5	1959.2	1.8255
2000	0.97358	1815.9	2086.1	1.9108	0.83406	1814.2	2084.3	1.8931	0.72942	1812.6	2082.6	1.8778
	P = 2500 psia (668.17°F)				P = 3000 psia (695.41°F)				P = 3500 psia			
Sat.	0.13076	1031.2	1091.7	1.2330	0.08460	969.8	1016.8	1.1587				
650									0.02492	663.7	679.9	0.8632
700	0.16849	1098.4	1176.3	1.3072	0.09838	1005.3	1059.9	1.1960	0.03065	760.0	779.9	0.9511
750	0.20327	1154.9	1249.0	1.3686	0.14840	1114.1	1196.5	1.3118	0.10460	1057.6	1125.4	1.2434
800	0.22949	1195.9	1302.0	1.4116	0.17601	1167.5	1265.3	1.3676	0.13639	1134.3	1222.6	1.3224
850	0.25174	1230.1	1346.6	1.4463	0.19771	1208.2	1317.9	1.4086	0.15847	1183.8	1286.5	1.3721
900	0.27165	1260.7	1386.4	1.4761	0.21640	1242.8	1362.9	1.4423	0.17659	1223.4	1337.8	1.4106
950	0.29001	1289.1	1423.3	1.5028	0.23321	1273.9	1403.3	1.4716	0.19245	1257.8	1382.4	1.4428
1000	0.30726	1316.1	1458.2	1.5271	0.24876	1302.8	1440.9	1.4978	0.20687	1289.0	1423.0	1.4711
1100	0.33949	1367.3	1524.4	1.5710	0.27732	1356.8	1510.8	1.5441	0.23289	1346.1	1496.9	1.5201
1200	0.36966	1416.6	1587.6	1.6103	0.30367	1408.0	1576.6	1.5850	0.25654	1399.3	1565.4	1.5627
1400	0.42631	1513.3	1710.5	1.6802	0.35249	1507.0	1702.7	1.6567	0.29978	1500.7	1694.8	1.6364
1600	0.48004	1610.1	1832.2	1.7424	0.39830	1605.3	1826.4	1.7199	0.33994	1600.4	1820.5	1.7006
1800	0.53205	1708.6	1954.8	1.7991	0.44237	1704.7	1950.3	1.7773	0.37833	1700.8	1945.8	1.7586
2000	0.58295	1809.4	2079.1	1.8518	0.48532	1806.1	2075.6	1.8304	0.41561	1802.9	2072.1	1.8121
	P = 4000 psia				P = 5000 psia				P = 6000 psia			
650	0.02448	657.9	676.1	0.8577	0.02379	648.3	670.3	0.8485	0.02325	640.3	666.1	0.8408
700	0.02871	742.3	763.6	0.9347	0.02678	721.8	746.6	0.9156	0.02564	708.1	736.5	0.9028
750	0.06370	962.1	1009.2	1.1410	0.03373	821.8	853.0	1.0054	0.02981	788.7	821.8	0.9747
800	0.10520	1094.2	1172.1	1.2734	0.05937	986.9	1041.8	1.1581	0.03949	897.1	941.0	1.0711
850	0.12848	1156.7	1251.8	1.3355	0.08551	1092.4	1171.5	1.2593	0.05815	1018.6	1083.1	1.1819
900	0.14647	1202.5	1310.9	1.3799	0.10390	1155.9	1252.1	1.3198	0.07584	1103.5	1187.7	1.2603
950	0.16176	1240.7	1360.5	1.4157	0.11863	1203.9	1313.6	1.3643	0.09010	1163.7	1263.7	1.3153
1000	0.17538	1274.6	1404.4	1.4463	0.13128	1244.0	1365.5	1.4004	0.10208	1211.4	1324.7	1.3578
1100	0.19957	1335.1	1482.8	1.4983	0.15298	1312.2	1453.8	1.4590	0.12211	1288.4	1424.0	1.4237
1200	0.22121	1390.3	1554.1	1.5426	0.17185	1372.1	1531.1	1.5070	0.13911	1353.4	1507.8	1.4758
1300	0.24128	1443.0	1621.6	1.5821	0.18902	1427.8	1602.7	1.5490	0.15434	1412.5	1583.8	1.5203
1400	0.26028	1494.3	1687.0	1.6182	0.20508	1481.4	1671.1	1.5868	0.16841	1468.4	1655.4	1.5598
1600	0.29620	1595.5	1814.7	1.6835	0.23505	1585.6	1803.1	1.6542	0.19438	1575.7	1791.5	1.6294
1800	0.33033	1696.8	1941.4	1.7422	0.26320	1689.0	1932.5	1.7142	0.21853	1681.1	1923.7	1.6907
2000	0.36335	1799.7	2068.6	1.7961	0.29023	1793.2	2061.7	1.7689	0.24155	1786.7	2054.9	1.7463

TABLA A-7E

Agua líquida comprimida

T °F	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R
	P = 500 psia (467.04°F)				P = 1000 psia (544.65°F)				P = 1500 psia (596.26°F)			
Sat.	0.019750	447.68	449.51	0.64900	0.021595	538.58	542.57	0.74341	0.023456	605.07	611.58	0.80836
32	0.015994	0.01	1.49	0.00001	0.015966	0.03	2.99	0.00005	0.015939	0.05	4.48	0.00008
50	0.015998	18.03	19.51	0.03601	0.015972	17.99	20.95	0.03593	0.015946	17.95	22.38	0.03584
100	0.016107	67.86	69.35	0.12930	0.016083	67.69	70.67	0.12899	0.016059	67.53	71.98	0.12869
150	0.016317	117.70	119.21	0.21462	0.016292	117.42	120.43	0.21416	0.016267	117.14	121.66	0.21369
200	0.016607	167.70	169.24	0.29349	0.016580	167.31	170.38	0.29289	0.016553	166.92	171.52	0.29229
250	0.016972	218.04	219.61	0.36708	0.016941	217.51	220.65	0.36634	0.016911	217.00	221.69	0.36560
300	0.017417	268.92	270.53	0.43641	0.017380	268.24	271.46	0.43551	0.017345	267.57	272.39	0.43463
350	0.017954	320.64	322.30	0.50240	0.017910	319.77	323.08	0.50132	0.017866	318.91	323.87	0.50025
400	0.018609	373.61	375.33	0.56595	0.018552	372.48	375.91	0.56463	0.018496	371.37	376.51	0.56333
450	0.019425	428.44	430.24	0.62802	0.019347	426.93	430.51	0.62635	0.019271	425.47	430.82	0.62472
500					0.020368	484.03	487.80	0.68764	0.020258	482.01	487.63	0.68550
550									0.021595	542.50	548.50	0.74731
	P = 2000 psia (635.85°F)				P = 3000 psia (695.41°F)				P = 5000 psia			
Sat.	0.025634	662.33	671.82	0.86224	0.034335	783.39	802.45	0.97321				
32	0.015912	0.07	5.96	0.00010	0.015859	0.10	8.90	0.00011	0.015756	0.13	14.71	0.00002
50	0.015921	17.91	23.80	0.03574	0.015870	17.83	26.64	0.03554	0.015773	17.65	32.25	0.03505
100	0.016035	67.36	73.30	0.12838	0.015988	67.04	75.91	0.12776	0.015897	66.41	81.12	0.12652
200	0.016527	166.54	172.66	0.29170	0.016475	165.79	174.94	0.29053	0.016375	164.36	179.51	0.28824
300	0.017310	266.92	273.33	0.43376	0.017242	265.65	275.22	0.43204	0.017112	263.24	279.07	0.42874
400	0.018442	370.30	377.12	0.56205	0.018338	368.22	378.41	0.55959	0.018145	364.35	381.14	0.55492
450	0.019199	424.06	431.16	0.62314	0.019062	421.36	431.94	0.62010	0.018812	416.40	433.80	0.61445
500	0.020154	480.08	487.54	0.68346	0.019960	476.45	487.53	0.67958	0.019620	469.94	488.10	0.67254
560	0.021739	552.21	560.26	0.75692	0.021405	546.59	558.47	0.75126	0.020862	537.08	556.38	0.74154
600	0.023317	605.77	614.40	0.80898	0.022759	597.42	610.06	0.80086	0.021943	584.42	604.72	0.78803
640					0.024765	654.52	668.27	0.85476	0.023358	634.95	656.56	0.83603
680					0.028821	728.63	744.64	0.92288	0.025366	690.67	714.14	0.88745
700									0.026777	721.78	746.56	0.91564

TABLA A-8E

Hielo saturado. Vapor de agua

Temp., T °F	Pres. sat., P_{sat} psia	*Volumen específico,* ft³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
		Hielo sat., v_i	Vapor sat., v_g	Hielo sat., u_i	Subl., u_{ig}	Vapor sat., u_g	Hielo sat., h_i	Subl., h_{ig}	Vapor sat., h_g	Hielo sat., s_i	Subl., s_{ig}	Vapor sat., s_g
32.018	0.08871	0.01747	3299.6	−143.34	1164.2	1020.9	−143.34	1218.3	1075.0	−0.29146	2.4779	2.1864
32	0.08864	0.01747	3302.6	−143.35	1164.2	1020.9	−143.35	1218.4	1075.0	−0.29148	2.4779	2.1865
30	0.08086	0.01747	3605.8	−144.35	1164.6	1020.2	−144.35	1218.5	1074.2	−0.29353	2.4883	2.1948
25	0.06405	0.01746	4505.8	−146.85	1165.4	1018.6	−146.85	1218.8	1072.0	−0.29865	2.5146	2.2160
20	0.05049	0.01746	5657.6	−149.32	1166.2	1016.9	−149.32	1219.1	1069.8	−0.30377	2.5414	2.2376
15	0.03960	0.01745	7138.9	−151.76	1167.0	1015.2	−151.76	1219.3	1067.6	−0.30889	2.5687	2.2598
10	0.03089	0.01744	9054.0	−154.18	1167.8	1013.6	−154.18	1219.5	1065.4	−0.31401	2.5965	2.2825
5	0.02397	0.01743	11,543	−156.57	1168.5	1011.9	−156.57	1219.7	1063.1	−0.31913	2.6248	2.3057
0	0.01850	0.01743	14,797	−158.94	1169.2	1010.3	−158.94	1219.9	1060.9	−0.32426	2.6537	2.3295
−5	0.01420	0.01742	19,075	−161.28	1169.9	1008.6	−161.28	1220.0	1058.7	−0.32938	2.6832	2.3538
−10	0.01083	0.01741	24,731	−163.60	1170.6	1007.0	−163.60	1220.1	1056.5	−0.33451	2.7133	2.3788
−15	0.00821	0.01740	32,257	−165.90	1171.2	1005.3	−165.90	1220.2	1054.3	−0.33964	2.7440	2.4044
−20	0.00619	0.01740	42,335	−168.16	1171.8	1003.6	−168.16	1220.3	1052.1	−0.34478	2.7754	2.4306
−25	0.00463	0.01739	55,917	−170.41	1172.4	1002.0	−170.41	1220.3	1049.9	−0.34991	2.8074	2.4575
−30	0.00344	0.01738	74,345	−172.63	1173.0	1000.3	−172.63	1220.3	1047.7	−0.35505	2.8401	2.4850
−35	0.00254	0.01738	99,526	−174.83	1173.5	998.7	−174.83	1220.3	1045.5	−0.36019	2.8735	2.5133
−40	0.00186	0.01737	134,182	−177.00	1174.0	997.0	−177.00	1220.3	1043.3	−0.36534	2.9076	2.5423

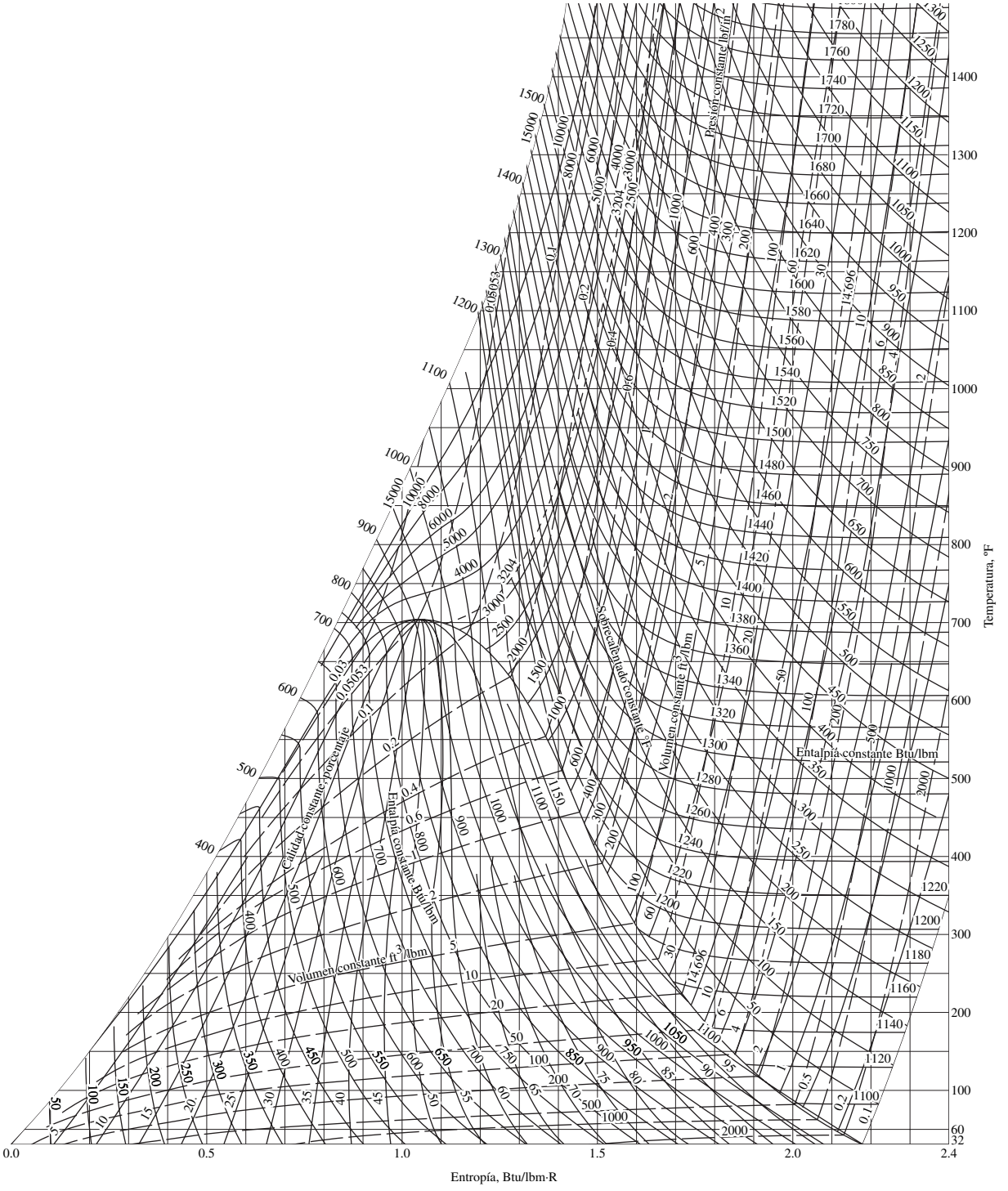


FIGURA A-9E

Diagrama *T-s* para el agua.

Fuente: Joseph H. Keenan, Frederick G. Keyes, Philip G. Hill y Joan G. Moore, Steam Tables, *Nueva York, John Wiley & Sons, 1969.*

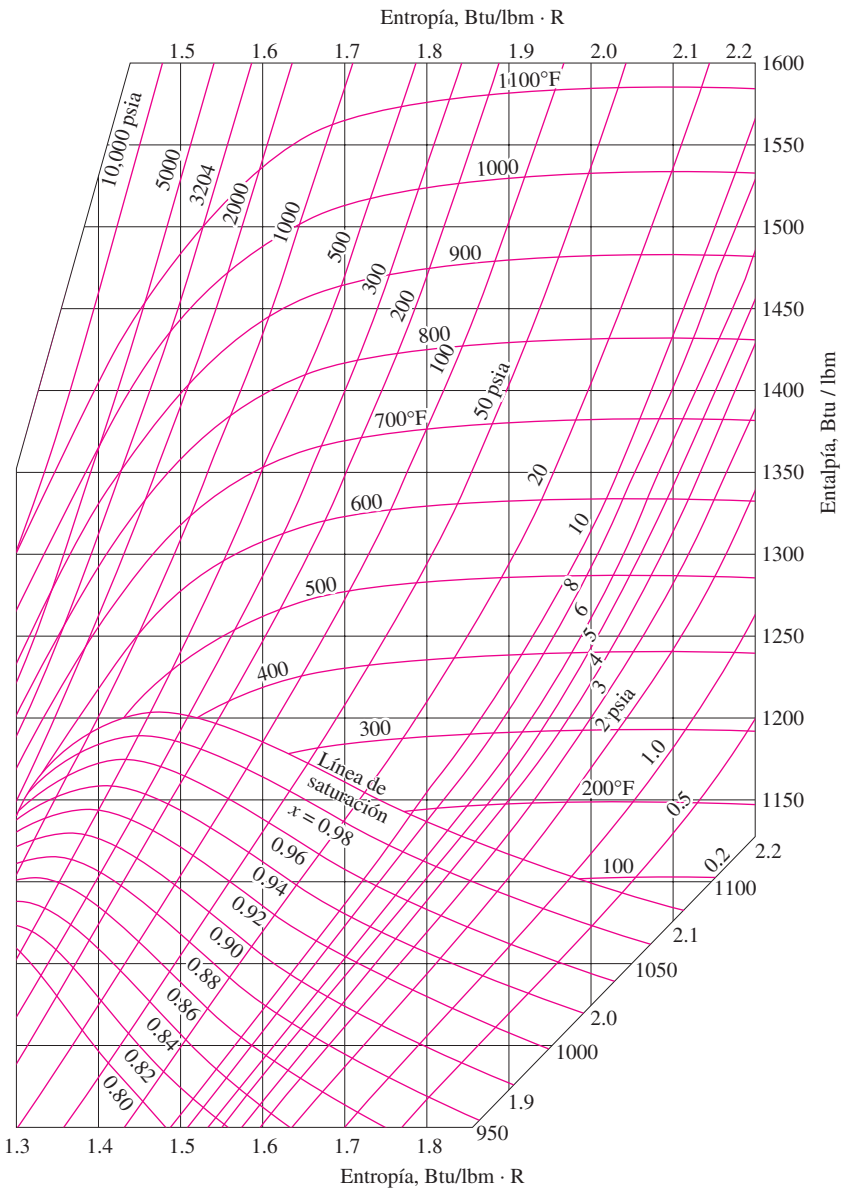


FIGURA A-10E

Diagrama de Mollier para el agua.

Fuente: Joseph H. Keenan, Frederick G. Keyes, Philip G. Hill y Joan G. Moore, Steam Tables, *Nueva York, John Wiley & Sons, 1969.*

TABLA A-11E

Refrigerante 134a saturado. Tabla de temperatura

		Volumen específico, ft³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm		*Entalpía,* Btu/lbm				*Entropía,* Btu/lbm · R		
Temp., T °F	Pres. sat., P_{sat} psia	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
−40	7.432	0.01130	5.7796	−0.016	89.167	89.15	0.000	97.100	97.10	0.00000	0.23135	0.23135
−35	8.581	0.01136	5.0509	1.484	88.352	89.84	1.502	96.354	97.86	0.00355	0.22687	0.23043
−30	9.869	0.01143	4.4300	2.990	87.532	90.52	3.011	95.601	98.61	0.00708	0.22248	0.22956
−25	11.306	0.01150	3.8988	4.502	86.706	91.21	4.526	94.839	99.36	0.01058	0.21817	0.22875
−20	12.906	0.01156	3.4426	6.019	85.874	91.89	6.047	94.068	100.12	0.01405	0.21394	0.22798
−15	14.680	0.01163	3.0494	7.543	85.036	92.58	7.574	93.288	100.86	0.01749	0.20978	0.22727
−10	16.642	0.01171	2.7091	9.073	84.191	93.26	9.109	92.498	101.61	0.02092	0.20569	0.22660
−5	18.806	0.01178	2.4137	10.609	83.339	93.95	10.650	91.698	102.35	0.02431	0.20166	0.22598
0	21.185	0.01185	2.1564	12.152	82.479	94.63	12.199	90.886	103.08	0.02769	0.19770	0.22539
5	23.793	0.01193	1.9316	13.702	81.610	95.31	13.755	90.062	103.82	0.03104	0.19380	0.22485
10	26.646	0.01201	1.7345	15.259	80.733	95.99	15.318	89.226	104.54	0.03438	0.18996	0.22434
15	29.759	0.01209	1.5612	16.823	79.846	96.67	16.889	88.377	105.27	0.03769	0.18617	0.22386
20	33.147	0.01217	1.4084	18.394	78.950	97.34	18.469	87.514	105.98	0.04098	0.18243	0.22341
25	36.826	0.01225	1.2732	19.973	78.043	98.02	20.056	86.636	106.69	0.04426	0.17874	0.22300
30	40.813	0.01234	1.1534	21.560	77.124	98.68	21.653	85.742	107.40	0.04752	0.17509	0.22260
35	45.124	0.01242	1.0470	23.154	76.195	99.35	23.258	84.833	108.09	0.05076	0.17148	0.22224
40	49.776	0.01251	0.95205	24.757	75.253	100.01	24.873	83.907	108.78	0.05398	0.16791	0.22189
45	54.787	0.01261	0.86727	26.369	74.298	100.67	26.497	82.963	109.46	0.05720	0.16437	0.22157
50	60.175	0.01270	0.79136	27.990	73.329	101.32	28.131	82.000	110.13	0.06039	0.16087	0.22127
55	65.957	0.01280	0.72323	29.619	72.346	101.97	29.775	81.017	110.79	0.06358	0.15740	0.22098
60	72.152	0.01290	0.66195	31.258	71.347	102.61	31.431	80.013	111.44	0.06675	0.15396	0.22070
65	78.780	0.01301	0.60671	32.908	70.333	103.24	33.097	78.988	112.09	0.06991	0.15053	0.22044
70	85.858	0.01312	0.55681	34.567	69.301	103.87	34.776	77.939	112.71	0.07306	0.14713	0.22019
75	93.408	0.01323	0.51165	36.237	68.251	104.49	36.466	76.866	113.33	0.07620	0.14375	0.21995
80	101.45	0.01334	0.47069	37.919	67.181	105.10	38.169	75.767	113.94	0.07934	0.14038	0.21972
85	110.00	0.01347	0.43348	39.612	66.091	105.70	39.886	74.641	114.53	0.08246	0.13703	0.21949
90	119.08	0.01359	0.39959	41.317	64.979	106.30	41.617	73.485	115.10	0.08559	0.13368	0.21926
95	128.72	0.01372	0.36869	43.036	63.844	106.88	43.363	72.299	115.66	0.08870	0.13033	0.21904
100	138.93	0.01386	0.34045	44.768	62.683	107.45	45.124	71.080	116.20	0.09182	0.12699	0.21881
105	149.73	0.01400	0.31460	46.514	61.496	108.01	46.902	69.825	116.73	0.09493	0.12365	0.21858
110	161.16	0.01415	0.29090	48.276	60.279	108.56	48.698	68.533	117.23	0.09804	0.12029	0.21834
115	173.23	0.01430	0.26913	50.054	59.031	109.08	50.512	67.200	117.71	0.10116	0.11693	0.21809
120	185.96	0.01446	0.24909	51.849	57.749	109.60	52.346	65.823	118.17	0.10428	0.11354	0.21782
130	213.53	0.01482	0.21356	55.495	55.071	110.57	56.080	62.924	119.00	0.11054	0.10670	0.21724
140	244.06	0.01521	0.18315	59.226	52.216	111.44	59.913	59.801	119.71	0.11684	0.09971	0.21655
150	277.79	0.01567	0.15692	63.059	49.144	112.20	63.864	56.405	120.27	0.12321	0.09251	0.21572
160	314.94	0.01619	0.13410	67.014	45.799	112.81	67.958	52.671	120.63	0.12970	0.08499	0.21469
170	355.80	0.01681	0.11405	71.126	42.097	113.22	72.233	48.499	120.73	0.13634	0.07701	0.21335
180	400.66	0.01759	0.09618	75.448	37.899	113.35	76.752	43.726	120.48	0.14323	0.06835	0.21158
190	449.90	0.01860	0.07990	80.082	32.950	113.03	81.631	38.053	119.68	0.15055	0.05857	0.20911
200	504.00	0.02009	0.06441	85.267	26.651	111.92	87.140	30.785	117.93	0.15867	0.04666	0.20533
210	563.76	0.02309	0.04722	91.986	16.498	108.48	94.395	19.015	113.41	0.16922	0.02839	0.19761

Fuente: Las tablas A-11E a A-13E se generaron utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es el R134a, el cual está basado en la ecuación fundamental de estado desarrollada por R. Tillner-Roth y H. D. Baehr, "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties de 1,1,1,2-Tetrafluoretano (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa", J. Phys. Chem, Ref. Data, vol. 23, núm. 5, 1994. Los valores de entalpía y entropía para el líquido saturado son cero a –40°C (y –40°F).

TABLA A-12E

Refrigerante 134a saturado. Tabla de presión

		Volumen específico, ft³/lbm		*Energía interna,* Btu/lbm			*Entalpía,* Btu/lbm			*Entropía,* Btu/lbm · R		
Pres., *P* psia	Temp. sat., *T* °F	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
5	−53.09	0.01113	8.3785	−3.918	91.280	87.36	−3.907	99.022	95.11	−0.00945	0.24353	0.23408
10	−29.52	0.01144	4.3753	3.135	87.453	90.59	3.156	95.528	98.68	0.00742	0.22206	0.22948
15	−14.15	0.01165	2.9880	7.803	84.893	92.70	7.835	93.155	100.99	0.01808	0.20908	0.22715
20	−2.43	0.01182	2.2772	11.401	82.898	94.30	11.445	91.282	102.73	0.02605	0.19962	0.22567
25	7.17	0.01196	1.8429	14.377	81.231	95.61	14.432	89.701	104.13	0.03249	0.19213	0.22462
30	15.37	0.01209	1.5492	16.939	79.780	96.72	17.006	88.313	105.32	0.03793	0.18589	0.22383
35	22.57	0.01221	1.3369	19.205	78.485	97.69	19.284	87.064	106.35	0.04267	0.18053	0.22319
40	29.01	0.01232	1.1760	21.246	77.307	98.55	21.337	85.920	107.26	0.04688	0.17580	0.22268
45	34.86	0.01242	1.0497	23.110	76.221	99.33	23.214	84.858	108.07	0.05067	0.17158	0.22225
50	40.23	0.01252	0.94791	24.832	75.209	100.04	24.948	83.863	108.81	0.05413	0.16774	0.22188
55	45.20	0.01261	0.86400	26.435	74.258	100.69	26.564	82.924	109.49	0.05733	0.16423	0.22156
60	49.84	0.01270	0.79361	27.939	73.360	101.30	28.080	82.030	110.11	0.06029	0.16098	0.22127
65	54.20	0.01279	0.73370	29.357	72.505	101.86	29.510	81.176	110.69	0.06307	0.15796	0.22102
70	58.30	0.01287	0.68205	30.700	71.688	102.39	30.867	80.357	111.22	0.06567	0.15512	0.22080
75	62.19	0.01295	0.63706	31.979	70.905	102.88	32.159	79.567	111.73	0.06813	0.15245	0.22059
80	65.89	0.01303	0.59750	33.201	70.151	103.35	33.394	78.804	112.20	0.07047	0.14993	0.22040
85	69.41	0.01310	0.56244	34.371	69.424	103.79	34.577	78.064	112.64	0.07269	0.14753	0.22022
90	72.78	0.01318	0.53113	35.495	68.719	104.21	35.715	77.345	113.06	0.07481	0.14525	0.22006
95	76.02	0.01325	0.50301	36.578	68.035	104.61	36.811	76.645	113.46	0.07684	0.14307	0.21991
100	79.12	0.01332	0.47760	37.623	67.371	104.99	37.869	75.962	113.83	0.07879	0.14097	0.21976
110	85.00	0.01347	0.43347	39.612	66.091	105.70	39.886	74.641	114.53	0.08246	0.13703	0.21949
120	90.49	0.01360	0.39644	41.485	64.869	106.35	41.787	73.371	115.16	0.08589	0.13335	0.21924
130	95.64	0.01374	0.36491	43.258	63.696	106.95	43.589	72.144	115.73	0.08911	0.12990	0.21901
140	100.51	0.01387	0.33771	44.945	62.564	107.51	45.304	70.954	116.26	0.09214	0.12665	0.21879
150	105.12	0.01400	0.31401	46.556	61.467	108.02	46.945	69.795	116.74	0.09501	0.12357	0.21857
160	109.50	0.01413	0.29316	48.101	60.401	108.50	48.519	68.662	117.18	0.09774	0.12062	0.21836
170	113.69	0.01426	0.27466	49.586	59.362	108.95	50.035	67.553	117.59	0.10034	0.11781	0.21815
180	117.69	0.01439	0.25813	51.018	58.345	109.36	51.497	66.464	117.96	0.10284	0.11511	0.21795
190	121.53	0.01452	0.24327	52.402	57.349	109.75	52.912	65.392	118.30	0.10524	0.11250	0.21774
200	125.22	0.01464	0.22983	53.743	56.371	110.11	54.285	64.335	118.62	0.10754	0.10998	0.21753
220	132.21	0.01490	0.20645	56.310	54.458	110.77	56.917	62.256	119.17	0.11192	0.10517	0.21710
240	138.73	0.01516	0.18677	58.746	52.591	111.34	59.419	60.213	119.63	0.11603	0.10061	0.21665
260	144.85	0.01543	0.16996	61.071	50.757	111.83	61.813	58.192	120.00	0.11992	0.09625	0.21617
280	150.62	0.01570	0.15541	63.301	48.945	112.25	64.115	56.184	120.30	0.12362	0.09205	0.21567
300	156.09	0.01598	0.14266	65.452	47.143	112.60	66.339	54.176	120.52	0.12715	0.08797	0.21512
350	168.64	0.01672	0.11664	70.554	42.627	113.18	71.638	49.099	120.74	0.13542	0.07814	0.21356
400	179.86	0.01757	0.09642	75.385	37.963	113.35	76.686	43.798	120.48	0.14314	0.06848	0.21161
450	190.02	0.01860	0.07987	80.092	32.939	113.03	81.641	38.041	119.68	0.15056	0.05854	0.20911
500	199.29	0.01995	0.06551	84.871	27.168	112.04	86.718	31.382	118.10	0.15805	0.04762	0.20566

TABLA A-13E

Refrigerante 134a sobrecalentado

T °F	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R
	P = 10 psia (T_{sat} = −29.52°F)				P = 15 psia (T_{sat} = −14.15°F)				P = 20 psia (T_{sat} = −2.43°F)			
Sat.	4.3753	90.59	98.68	0.22948	2.9880	92.70	100.99	0.22715	2.2772	94.30	102.73	0.22567
−20	4.4856	92.13	100.43	0.23350								
0	4.7135	95.41	104.14	0.24174	3.1001	95.08	103.68	0.23310	2.2922	94.72	103.20	0.22671
20	4.9380	98.77	107.91	0.24976	3.2551	98.48	107.52	0.24127	2.4130	98.19	107.12	0.23504
40	5.1600	102.20	111.75	0.25761	3.4074	101.95	111.41	0.24922	2.5306	101.70	111.07	0.24311
60	5.3802	105.72	115.67	0.26531	3.5577	105.50	115.38	0.25700	2.6461	105.28	115.07	0.25097
80	5.5989	109.32	119.68	0.27288	3.7064	109.13	119.42	0.26463	2.7600	108.93	119.15	0.25866
100	5.8165	113.01	123.78	0.28033	3.8540	112.84	123.54	0.27212	2.8726	112.66	123.29	0.26621
120	6.0331	116.79	127.96	0.28767	4.0006	116.63	127.74	0.27950	2.9842	116.47	127.52	0.27363
140	6.2490	120.66	132.22	0.29490	4.1464	120.51	132.02	0.28677	3.0950	120.37	131.82	0.28093
160	6.4642	124.61	136.57	0.30203	4.2915	124.48	136.39	0.29393	3.2051	124.35	136.21	0.28812
180	6.6789	128.65	141.01	0.30908	4.4361	128.53	140.84	0.30100	3.3146	128.41	140.67	0.29521
200	6.8930	132.77	145.53	0.31604	4.5802	132.66	145.37	0.30798	3.4237	132.55	145.22	0.30221
220	7.1068	136.98	150.13	0.32292	4.7239	136.88	149.99	0.31487	3.5324	136.78	149.85	0.30912
	P = 30 psia (T_{sat} = 15.37°F)				P = 40 psia (T_{sat} = 29.01°F)				P = 50 psia (T_{sat} = 40.23°F)			
Sat.	1.5492	96.72	105.32	0.22383	1.1760	98.55	107.26	0.22268	0.9479	100.04	108.81	0.22188
20	1.5691	97.56	106.27	0.22581								
40	1.6528	101.17	110.35	0.23414	1.2126	100.61	109.58	0.22738				
60	1.7338	104.82	114.45	0.24219	1.2768	104.34	113.79	0.23565	1.0019	103.84	113.11	0.23031
80	1.8130	108.53	118.59	0.25002	1.3389	108.11	118.02	0.24363	1.0540	107.68	117.43	0.23847
100	1.8908	112.30	122.80	0.25767	1.3995	111.93	122.29	0.25140	1.1043	111.55	121.77	0.24637
120	1.9675	116.15	127.07	0.26517	1.4588	115.82	126.62	0.25900	1.1534	115.48	126.16	0.25406
140	2.0434	120.08	131.42	0.27254	1.5173	119.78	131.01	0.26644	1.2015	119.47	130.59	0.26159
160	2.1185	124.08	135.84	0.27979	1.5750	123.81	135.47	0.27375	1.2488	123.53	135.09	0.26896
180	2.1931	128.16	140.34	0.28693	1.6321	127.91	140.00	0.28095	1.2955	127.66	139.65	0.27621
200	2.2671	132.32	144.91	0.29398	1.6887	132.10	144.60	0.28803	1.3416	131.87	144.28	0.28333
220	2.3408	136.57	149.56	0.30092	1.7449	136.36	149.27	0.29501	1.3873	136.15	148.98	0.29036
240	2.4141	140.89	154.29	0.30778	1.8007	140.70	154.03	0.30190	1.4326	140.50	153.76	0.29728
260	2.4871	145.30	159.10	0.31456	1.8562	145.12	158.86	0.30871	1.4776	144.93	158.60	0.30411
280	2.5598	149.78	163.99	0.32126	1.9114	149.61	163.76	0.31543	1.5223	149.44	163.53	0.31086
	P = 60 psia (T_{sat} = 49.84°F)				P = 70 psia (T_{sat} = 58.30°F)				P = 80 psia (T_{sat} = 65.89°F)			
Sat.	0.7936	101.30	110.11	0.22127	0.6821	102.39	111.22	0.22080	0.59750	103.35	112.20	0.22040
60	0.8179	103.31	112.39	0.22570	0.6857	102.73	111.62	0.22155				
80	0.8636	107.23	116.82	0.23407	0.7271	106.76	116.18	0.23016	0.62430	106.26	115.51	0.22661
100	0.9072	111.16	121.24	0.24211	0.7662	110.76	120.68	0.23836	0.66009	110.34	120.11	0.23499
120	0.9495	115.14	125.68	0.24991	0.8037	114.78	125.19	0.24628	0.69415	114.42	124.69	0.24304
140	0.9908	119.16	130.16	0.25751	0.8401	118.85	129.73	0.25398	0.72698	118.52	129.29	0.25083
160	1.0312	123.25	134.70	0.26496	0.8756	122.97	134.31	0.26149	0.75888	122.68	133.91	0.25841
180	1.0709	127.41	139.30	0.27226	0.9105	127.15	138.94	0.26885	0.79003	126.89	138.58	0.26583
200	1.1101	131.63	143.96	0.27943	0.9447	131.40	143.63	0.27607	0.82059	131.16	143.31	0.27310
220	1.1489	135.93	148.69	0.28649	0.9785	135.71	148.39	0.28317	0.85065	135.49	148.09	0.28024
240	1.1872	140.30	153.48	0.29344	1.0118	140.10	153.21	0.29015	0.88030	139.90	152.93	0.28726
260	1.2252	144.75	158.35	0.30030	1.0449	144.56	158.10	0.29704	0.90961	144.37	157.84	0.29418
280	1.2629	149.27	163.29	0.30707	1.0776	149.10	163.06	0.30384	0.93861	148.92	162.82	0.30100
300	1.3004	153.87	168.31	0.31376	1.1101	153.71	168.09	0.31055	0.96737	153.54	167.86	0.30773
320	1.3377	158.54	173.39	0.32037	1.1424	158.39	173.19	0.31718	0.99590	158.24	172.98	0.31438

TABLA A-13E

Refrigerante 134a sobrecalentado (*conclusión*)

T °F	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R	v ft³/lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/lbm · R
	P = 90 psia (T_{sat} = 72.78°F)				P = 100 psia (T_{sat} = 79.12°F)				P = 120 psia (T_{sat} = 90.49°F)			
Sat.	0.53113	104.21	113.06	0.22006	0.47760	104.99	113.83	0.21976	0.39644	106.35	115.16	0.21924
80	0.54388	105.74	114.80	0.22330	0.47906	105.18	114.05	0.22016				
100	0.57729	109.91	119.52	0.23189	0.51076	109.45	118.90	0.22900	0.41013	108.48	117.59	0.22362
120	0.60874	114.04	124.18	0.24008	0.54022	113.66	123.65	0.23733	0.43692	112.84	122.54	0.23232
140	0.63885	118.19	128.83	0.24797	0.56821	117.86	128.37	0.24534	0.46190	117.15	127.41	0.24058
160	0.66796	122.38	133.51	0.25563	0.59513	122.08	133.09	0.25309	0.48563	121.46	132.25	0.24851
180	0.69629	126.62	138.22	0.26311	0.62122	126.35	137.85	0.26063	0.50844	125.79	137.09	0.25619
200	0.72399	130.92	142.97	0.27043	0.64667	130.67	142.64	0.26801	0.53054	130.17	141.95	0.26368
220	0.75119	135.27	147.78	0.27762	0.67158	135.05	147.47	0.27523	0.55206	134.59	146.85	0.27100
240	0.77796	139.69	152.65	0.28468	0.69605	139.49	152.37	0.28233	0.57312	139.07	151.80	0.27817
260	0.80437	144.19	157.58	0.29162	0.72016	143.99	157.32	0.28931	0.59379	143.61	156.79	0.28521
280	0.83048	148.75	162.58	0.29847	0.74396	148.57	162.34	0.29618	0.61413	148.21	161.85	0.29214
300	0.85633	153.38	167.64	0.30522	0.76749	153.21	167.42	0.30296	0.63420	152.88	166.96	0.29896
320	0.88195	158.08	172.77	0.31189	0.79079	157.93	172.56	0.30964	0.65402	157.62	172.14	0.30569
	P = 140 psia (T_{sat} = 100.50°F)				P = 160 psia (T_{sat} = 109.50°F)				P = 180 psia (T_{sat} = 117.69°F)			
Sat.	0.33771	107.51	116.26	0.21879	0.29316	108.50	117.18	0.21836	0.25813	109.36	117.96	0.21795
120	0.36243	111.96	121.35	0.22773	0.30578	111.01	120.06	0.22337	0.26083	109.94	118.63	0.21910
140	0.38551	116.41	126.40	0.23628	0.32774	115.62	125.32	0.23230	0.28231	114.77	124.17	0.22850
160	0.40711	120.81	131.36	0.24443	0.34790	120.13	130.43	0.24069	0.30154	119.42	129.46	0.23718
180	0.42766	125.22	136.30	0.25227	0.36686	124.62	135.49	0.24871	0.31936	124.00	134.64	0.24540
200	0.44743	129.65	141.24	0.25988	0.38494	129.12	140.52	0.25645	0.33619	128.57	139.77	0.25330
220	0.46657	134.12	146.21	0.26730	0.40234	133.64	145.55	0.26397	0.35228	133.15	144.88	0.26094
240	0.48522	138.64	151.21	0.27455	0.41921	138.20	150.62	0.27131	0.36779	137.76	150.01	0.26837
260	0.50345	143.21	156.26	0.28166	0.43564	142.81	155.71	0.27849	0.38284	142.40	155.16	0.27562
280	0.52134	147.85	161.35	0.28864	0.45171	147.48	160.85	0.28554	0.39751	147.10	160.34	0.28273
300	0.53895	152.54	166.50	0.29551	0.46748	152.20	166.04	0.29246	0.41186	151.85	165.57	0.28970
320	0.55630	157.30	171.71	0.30228	0.48299	156.98	171.28	0.29927	0.42594	156.66	170.85	0.29656
340	0.57345	162.13	176.98	0.30896	0.49828	161.83	176.58	0.30598	0.43980	161.53	176.18	0.30331
360	0.59041	167.02	182.32	0.31555	0.51338	166.74	181.94	0.31260	0.45347	166.46	181.56	0.30996
	P = 200 psia (T_{sat} = 125.22°F)				P = 300 psia (T_{sat} = 156.09°F)				P = 400 psia (T_{sat} = 179.86°F)			
Sat.	0.22983	110.11	118.62	0.21753	0.14266	112.60	120.52	0.21512	0.09642	113.35	120.48	0.21161
140	0.24541	113.85	122.93	0.22481								
160	0.26412	118.66	128.44	0.23384	0.14656	113.82	121.95	0.21745				
180	0.28115	123.35	133.76	0.24229	0.16355	119.52	128.60	0.22802	0.09658	113.41	120.56	0.21173
200	0.29704	128.00	138.99	0.25035	0.17776	124.78	134.65	0.23733	0.11440	120.52	128.99	0.22471
220	0.31212	132.64	144.19	0.25812	0.19044	129.85	140.42	0.24594	0.12746	126.44	135.88	0.23500
240	0.32658	137.30	149.38	0.26565	0.20211	134.83	146.05	0.25410	0.13853	131.95	142.20	0.24418
260	0.34054	141.99	154.59	0.27298	0.21306	139.77	151.59	0.26192	0.14844	137.26	148.25	0.25270
280	0.35410	146.72	159.82	0.28015	0.22347	144.70	157.11	0.26947	0.15756	142.48	154.14	0.26077
300	0.36733	151.50	165.09	0.28718	0.23346	149.65	162.61	0.27681	0.16611	147.65	159.94	0.26851
320	0.38029	156.33	170.40	0.29408	0.24310	154.63	168.12	0.28398	0.17423	152.80	165.70	0.27599
340	0.39300	161.22	175.77	0.30087	0.25246	159.64	173.66	0.29098	0.18201	157.97	171.44	0.28326
360	0.40552	166.17	181.18	0.30756	0.26159	164.70	179.22	0.29786	0.18951	163.15	177.18	0.29035

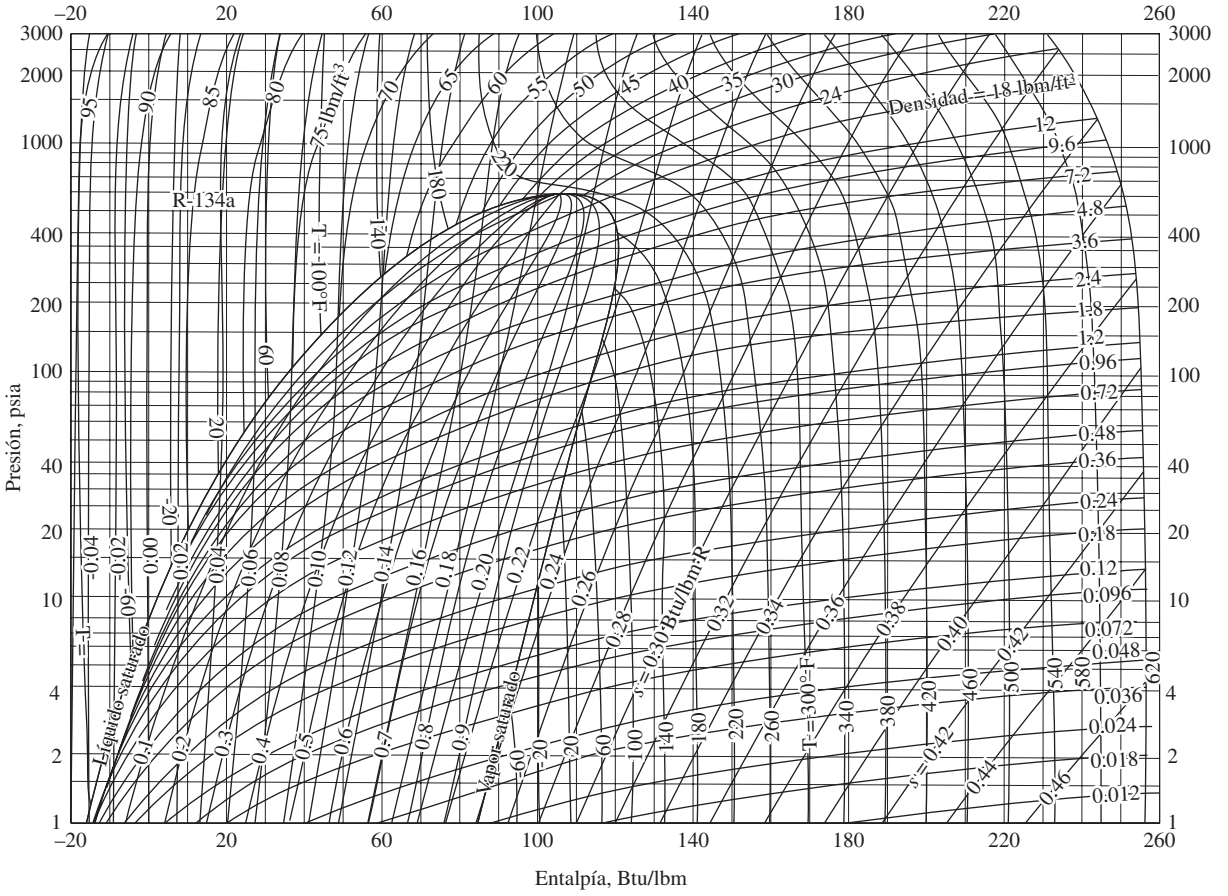


FIGURA A-14E

Diagrama *P-h* para el refrigerante 134a.

Reimpreso con autorización de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia.

TABLA A-16E

Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Altitud, ft	Temperatura, °F	Presión, psia	Gravedad, g, ft/s^2	Velocidad del sonido, ft/s	Densidad, lbm/ft^3	Viscosidad μ, lbm/ft · s	Conductividad térmica, Btu/h · ft · R
0	59.00	14.7	32.174	1116	0.07647	1.202×10^{-5}	0.0146
500	57.22	14.4	32.173	1115	0.07536	1.199×10^{-5}	0.0146
1000	55.43	14.2	32.171	1113	0.07426	1.196×10^{-5}	0.0146
1500	53.65	13.9	32.169	1111	0.07317	1.193×10^{-5}	0.0145
2000	51.87	13.7	32.168	1109	0.07210	1.190×10^{-5}	0.0145
2500	50.09	13.4	32.166	1107	0.07104	1.186×10^{-5}	0.0144
3000	48.30	13.2	32.165	1105	0.06998	1.183×10^{-5}	0.0144
3500	46.52	12.9	32.163	1103	0.06985	1.180×10^{-5}	0.0143
4000	44.74	12.7	32.162	1101	0.06792	1.177×10^{-5}	0.0143
4500	42.96	12.5	32.160	1099	0.06690	1.173×10^{-5}	0.0142
5000	41.17	12.2	32.159	1097	0.06590	1.170×10^{-5}	0.0142
5500	39.39	12.0	32.157	1095	0.06491	1.167×10^{-5}	0.0141
6000	37.61	11.8	32.156	1093	0.06393	1.164×10^{-5}	0.0141
6500	35.83	11.6	32.154	1091	0.06296	1.160×10^{-5}	0.0141
7000	34.05	11.3	32.152	1089	0.06200	1.157×10^{-5}	0.0140
7500	32.26	11.1	32.151	1087	0.06105	1.154×10^{-5}	0.0140
8000	30.48	10.9	32.149	1085	0.06012	1.150×10^{-5}	0.0139
8500	28.70	10.7	32.148	1083	0.05919	1.147×10^{-5}	0.0139
9000	26.92	10.5	32.146	1081	0.05828	1.144×10^{-5}	0.0138
9500	25.14	10.3	32.145	1079	0.05738	1.140×10^{-5}	0.0138
10,000	23.36	10.1	32.145	1077	0.05648	1.137×10^{-5}	0.0137
11,000	19.79	9.72	32.140	1073	0.05473	1.130×10^{-5}	0.0136
12,000	16.23	9.34	32.137	1069	0.05302	1.124×10^{-5}	0.0136
13,000	12.67	8.99	32.134	1065	0.05135	1.117×10^{-5}	0.0135
14,000	9.12	8.63	32.131	1061	0.04973	1.110×10^{-5}	0.0134
15,000	5.55	8.29	32.128	1057	0.04814	1.104×10^{-5}	0.0133
16,000	+1.99	7.97	32.125	1053	0.04659	1.097×10^{-5}	0.0132
17,000	−1.58	7.65	32.122	1049	0.04508	1.090×10^{-5}	0.0132
18,000	−5.14	7.34	32.119	1045	0.04361	1.083×10^{-5}	0.0130
19,000	−8.70	7.05	32.115	1041	0.04217	1.076×10^{-5}	0.0129
20,000	−12.2	6.76	32.112	1037	0.04077	1.070×10^{-5}	0.0128
22,000	−19.4	6.21	32.106	1029	0.03808	1.056×10^{-5}	0.0126
24,000	−26.5	5.70	32.100	1020	0.03553	1.042×10^{-5}	0.0124
26,000	−33.6	5.22	32.094	1012	0.03311	1.028×10^{-5}	0.0122
28,000	−40.7	4.78	32.088	1003	0.03082	1.014×10^{-5}	0.0121
30,000	−47.8	4.37	32.082	995	0.02866	1.000×10^{-5}	0.0119
32,000	−54.9	3.99	32.08	987	0.02661	0.986×10^{-5}	0.0117
34,000	−62.0	3.63	32.07	978	0.02468	0.971×10^{-5}	0.0115
36,000	−69.2	3.30	32.06	969	0.02285	0.956×10^{-5}	0.0113
38,000	−69.7	3.05	32.06	968	0.02079	0.955×10^{-5}	0.0113
40,000	−69.7	2.73	32.05	968	0.01890	0.955×10^{-5}	0.0113
45,000	−69.7	2.148	32.04	968	0.01487	0.955×10^{-5}	0.0113
50,000	−69.7	1.691	32.02	968	0.01171	0.955×10^{-5}	0.0113
55,000	−69.7	1.332	32.00	968	0.00922	0.955×10^{-5}	0.0113
60,000	−69.7	1.048	31.99	968	0.00726	0.955×10^{-5}	0.0113

Fuente: U.S. Standard Atmosphere Supplements. Oficina de Impresiones del Gobierno de Estados Unidos, 1966. Basadas en las condiciones medias anuales a una latitud de 45° y una variación de acuerdo con la época del año y con los patrones del clima. Las condiciones al nivel del mar ($z = 0$) se consideran como $P = 14.696$ psia, $T = 59$°F, $\rho = 0.076474$ lbm/pie^3, $g = 32.1741$ pies^2/s.

TABLA A-17E

Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/lbm · R	T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	s° Btu/lbm · R
360	85.97	0.3363	61.29	396.6	0.50369	1600	395.74	71.13	286.06	8.263	0.87130
380	90.75	0.4061	64.70	346.6	0.51663	1650	409.13	80.89	296.03	7.556	0.87954
400	95.53	0.4858	68.11	305.0	0.52890	1700	422.59	90.95	306.06	6.924	0.88758
420	100.32	0.5760	71.52	270.1	0.54058	1750	436.12	101.98	316.16	6.357	0.89542
440	105.11	0.6776	74.93	240.6	0.55172	1800	449.71	114.0	326.32	5.847	0.90308
460	109.90	0.7913	78.36	215.33	0.56235	1850	463.37	127.2	336.55	5.388	0.91056
480	114.69	0.9182	81.77	193.65	0.57255	1900	477.09	141.5	346.85	4.974	0.91788
500	119.48	1.0590	85.20	174.90	0.58233	1950	490.88	157.1	357.20	4.598	0.92504
520	124.27	1.2147	88.62	158.58	0.59173	2000	504.71	174.0	367.61	4.258	0.93205
537	128.10	1.3593	91.53	146.34	0.59945	2050	518.71	192.3	378.08	3.949	0.93891
540	129.06	1.3860	92.04	144.32	0.60078	2100	532.55	212.1	388.60	3.667	0.94564
560	133.86	1.5742	95.47	131.78	0.60950	2150	546.54	223.5	399.17	3.410	0.95222
580	138.66	1.7800	98.90	120.70	0.61793	2200	560.59	256.6	409.78	3.176	0.95919
600	143.47	2.005	102.34	110.88	0.62607	2250	574.69	281.4	420.46	2.961	0.96501
620	148.28	2.249	105.78	102.12	0.63395	2300	588.82	308.1	431.16	2.765	0.97123
640	153.09	2.514	109.21	94.30	0.64159	2350	603.00	336.8	441.91	2.585	0.97732
660	157.92	2.801	112.67	87.27	0.64902	2400	617.22	367.6	452.70	2.419	0.98331
680	162.73	3.111	116.12	80.96	0.65621	2450	631.48	400.5	463.54	2.266	0.98919
700	167.56	3.446	119.58	75.25	0.66321	2500	645.78	435.7	474.40	2.125	0.99497
720	172.39	3.806	123.04	70.07	0.67002	2550	660.12	473.3	485.31	1.996	1.00064
740	177.23	4.193	126.51	65.38	0.67665	2600	674.49	513.5	496.26	1.876	1.00623
760	182.08	4.607	129.99	61.10	0.68312	2650	688.90	556.3	507.25	1.765	1.01172
780	186.94	5.051	133.47	57.20	0.68942	2700	703.35	601.9	518.26	1.662	1.01712
800	191.81	5.526	136.97	53.63	0.69558	2750	717.83	650.4	529.31	1.566	1.02244
820	196.69	6.033	140.47	50.35	0.70160	2800	732.33	702.0	540.40	1.478	1.02767
840	201.56	6.573	143.98	47.34	0.70747	2850	746.88	756.7	551.52	1.395	1.03282
860	206.46	7.149	147.50	44.57	0.71323	2900	761.45	814.8	562.66	1.318	1.03788
880	211.35	7.761	151.02	42.01	0.71886	2950	776.05	876.4	573.84	1.247	1.04288
900	216.26	8.411	154.57	39.64	0.72438	3000	790.68	941.4	585.04	1.180	1.04779
920	221.18	9.102	158.12	37.44	0.72979	3050	805.34	1011	596.28	1.118	1.05264
940	226.11	9.834	161.68	35.41	0.73509	3100	820.03	1083	607.53	1.060	1.05741
960	231.06	10.61	165.26	33.52	0.74030	3150	834.75	1161	618.82	1.006	1.06212
980	236.02	11.43	168.83	31.76	0.74540	3200	849.48	1242	630.12	0.955	1.06676
1000	240.98	12.30	172.43	30.12	0.75042	3250	864.24	1328	641.46	0.907	1.07134
1040	250.95	14.18	179.66	27.17	0.76019	3300	879.02	1418	652.81	0.8621	1.07585
1080	260.97	16.28	186.93	24.58	0.76964	3350	893.83	1513	664.20	0.8202	1.08031
1120	271.03	18.60	194.25	22.30	0.77880	3400	908.66	1613	675.60	0.7807	1.08470
1160	281.14	21.18	201.63	20.29	0.78767	3450	923.52	1719	687.04	0.7436	1.08904
1200	291.30	24.01	209.05	18.51	0.79628	3500	938.40	1829	698.48	0.7087	1.09332
1240	301.52	27.13	216.53	16.93	0.80466	3550	953.30	1946	709.95	0.6759	1.09755
1280	311.79	30.55	224.05	15.52	0.81280	3600	968.21	2068	721.44	0.6449	1.10172
1320	322.11	34.31	231.63	14.25	0.82075	3650	983.15	2196	732.95	0.6157	1.10584
1360	332.48	38.41	239.25	13.12	0.82848	3700	998.11	2330	744.48	0.5882	1.10991
1400	342.90	42.88	246.93	12.10	0.83604	3750	1013.1	2471	756.04	0.5621	1.11393
1440	353.37	47.75	254.66	11.17	0.84341	3800	1028.1	2618	767.60	0.5376	1.11791
1480	363.89	53.04	262.44	10.34	0.85062	3850	1043.1	2773	779.19	0.5143	1.12183
1520	374.47	58.78	270.26	9.578	0.85767	3900	1058.1	2934	790.80	0.4923	1.12571
1560	385.08	65.00	278.13	8.890	0.86456	3950	1073.2	3103	802.43	0.4715	1.12955

TABLA A-17E

Propiedades de gas ideal del aire (*conclusión*)

T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	$s°$ Btu/lbm · R	T R	h Btu/lbm	P_r	u Btu/lbm	v_r	$s°$ Btu/lbm · R
4000	1088.3	3280	814.06	0.4518	1.13334	4600	1270.4	6089	955.04	0.2799	1.17575
4050	1103.4	3464	825.72	0.4331	1.13709	4700	1300.9	6701	978.73	0.2598	1.18232
4100	1118.5	3656	837.40	0.4154	1.14079	4800	1331.5	7362	1002.5	0.2415	1.18876
4150	1133.6	3858	849.09	0.3985	1.14446	4900	1362.2	8073	1026.3	0.2248	1.19508
4200	1148.7	4067	860.81	0.3826	1.14809	5000	1392.9	8837	1050.1	0.2096	1.20129
4300	1179.0	4513	884.28	0.3529	1.15522	5100	1423.6	9658	1074.0	0.1956	1.20738
4400	1209.4	4997	907.81	0.3262	1.16221	5200	1454.4	10,539	1098.0	0.1828	1.21336
4500	1239.9	5521	931.39	0.3019	1.16905	5300	1485.3	11,481	1122.0	0.1710	1.21923

Nota: Las propiedades P_r (presión relativa) y v_r (volumen específico relativo) son cantidades adimensionales utilizadas en el análisis de procesos isentrópicos y no debe confundirse con las propiedades de presión y volumen específico.

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, cuarta edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 832-833, Tabla A-5. Publicada originalmente en J. H. Keenan y J. Kaye, *Gas Tables*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1948.

TABLA A-18E

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,082.0	1,486.2	41.695	1080	7,551.0	5,406.2	50.651
320	2,221.0	1,585.5	42.143	1100	7,695.0	5,510.5	50.783
340	2,360.0	1,684.4	42.564	1120	7,839.3	5,615.2	50.912
360	2,498.9	1,784.0	42.962	1140	7,984.0	5,720.1	51.040
380	2,638.0	1,883.4	43.337	1160	8,129.0	5,825.4	51.167
400	2,777.0	1,982.6	43.694	1180	8,274.4	5,931.0	51.291
420	2,916.1	2,082.0	44.034	1200	8,420.0	6,037.0	51.143
440	3,055.1	2,181.3	44.357	1220	8,566.1	6,143.4	51.534
460	3,194.1	2,280.6	44.665	1240	8,712.6	6,250.1	51.653
480	3,333.1	2,379.9	44.962	1260	8,859.3	6,357.2	51.771
500	3,472.2	2,479.3	45.246	1280	9,006.4	6,464.5	51.887
520	3,611.3	2,578.6	45.519	1300	9,153.9	6,572.3	51.001
537	3,729.5	2,663.1	45.743	1320	9,301.8	6,680.4	52.114
540	3,750.3	2,678.0	45.781	1340	9,450.0	6,788.9	52.225
560	3,889.5	2,777.4	46.034	1360	9,598.6	6,897.8	52.335
580	4,028.7	2,876.9	46.278	1380	9,747.5	7,007.0	52.444
600	4,167.9	2,976.4	46.514	1400	9,896.9	7,116.7	52.551
620	4,307.1	3,075.9	46.742	1420	10,046.6	7,226.7	52.658
640	4,446.4	3,175.5	46.964	1440	10,196.6	7,337.0	52.763
660	4,585.8	3,275.2	47.178	1460	10,347.0	7,447.6	52.867
680	4,725.3	3,374.9	47.386	1480	10,497.8	7,558.7	52.969
700	4,864.9	3,474.8	47.588	1500	10,648.0	7,670.1	53.071
720	5,004.5	3,574.7	47.785	1520	10,800.4	7,781.9	53.171
740	5,144.3	3,674.7	47.977	1540	10,952.2	7,893.9	53.271
760	5,284.1	3,774.9	48.164	1560	11,104.3	8,006.4	53.369
780	5,424.2	3,875.2	48.345	1580	11,256.9	8,119.2	53.465
800	5,564.4	3,975.7	48.522	1600	11,409.7	8,232.3	53.561
820	5,704.7	4,076.3	48.696	1620	11,562.8	8,345.7	53.656
840	5,845.3	4,177.1	48.865	1640	11,716.4	8,459.6	53.751
860	5,985.9	4,278.1	49.031	1660	11,870.2	8,573.6	53.844
880	6,126.9	4,379.4	49.193	1680	12,024.3	8,688.1	53.936
900	6,268.1	4,480.8	49.352	1700	12,178.9	8,802.9	54.028
920	6,409.6	4,582.6	49.507	1720	12,333.7	8,918.0	54.118
940	6,551.2	4,684.5	49.659	1740	12,488.8	9,033.4	54.208
960	6,693.1	4,786.7	49.808	1760	12,644.3	9,149.2	54.297
980	6,835.4	4,889.3	49.955	1780	12,800.2	9,265.3	54.385
1000	6,977.9	4,992.0	50.099	1800	12,956.3	9,381.7	54.472
1020	7,120.7	5,095.1	50.241	1820	13,112.7	9,498.4	54.559
1040	7,263.8	5,198.5	50.380	1840	13,269.5	9,615.5	54.645
1060	7,407.2	5,302.2	50.516	1860	13,426.5	9,732.8	54.729

TABLA A-18E

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N_2 (*conclusión*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
1900	13,742	9,968	54.896	3500	27,016	20,065	59.944
1940	14,058	10,205	55.061	3540	27,359	20,329	60.041
1980	14,375	10,443	55.223	3580	27,703	20,593	60.138
2020	14,694	10,682	55.383	3620	28,046	20,858	60.234
2060	15,013	10,923	55.540	3660	28,391	21,122	60.328
2100	15,334	11,164	55.694	3700	28,735	21,387	60.422
2140	15,656	11,406	55.846	3740	29,080	21,653	60.515
2180	15,978	11,649	55.995	3780	29,425	21,919	60.607
2220	16,302	11,893	56.141	3820	29,771	22,185	60.698
2260	16,626	12,138	56.286	3860	30,117	22,451	60.788
2300	16,951	12,384	56.429	3900	30,463	22,718	60.877
2340	17,277	12,630	56.570	3940	30,809	22,985	60.966
2380	17,604	12,878	56.708	3980	31,156	23,252	61.053
2420	17,392	13,126	56.845	4020	31,503	23,520	61.139
2460	18,260	13,375	56.980	4060	31,850	23,788	61.225
2500	18,590	13,625	57.112	4100	32,198	24,056	61.310
2540	18,919	13,875	57.243	4140	32,546	24,324	61.395
2580	19,250	14,127	57.372	4180	32,894	24,593	61.479
2620	19,582	14,379	57.499	4220	33,242	24,862	61.562
2660	19,914	14,631	57.625	4260	33,591	25,131	61.644
2700	20,246	14,885	57.750	4300	33,940	25,401	61.726
2740	20,580	15,139	57.872	4340	34,289	25,670	61.806
2780	20,914	15,393	57.993	4380	34,638	25,940	61.887
2820	21,248	15,648	58.113	4420	34,988	26,210	61.966
2860	21,584	15,905	58.231	4460	35,338	26,481	62.045
2900	21,920	16,161	58.348	4500	35,688	26,751	62.123
2940	22,256	16,417	58.463	4540	36,038	27,022	62.201
2980	22,593	16,675	58.576	4580	36,389	27,293	62.278
3020	22,930	16,933	58.688	4620	36,739	27,565	62.354
3060	23,268	17,192	58.800	4660	37,090	27,836	62.429
3100	23,607	17,451	58.910	4700	37,441	28,108	62.504
3140	23,946	17,710	59.019	4740	37,792	28,379	62.578
3180	24,285	17,970	59.126	4780	38,144	28,651	62.652
3220	24,625	18,231	59.232	4820	38,495	28,924	62.725
3260	24,965	18,491	59.338	4860	38,847	29,196	62.798
3300	25,306	18,753	59.442	4900	39,199	29,468	62.870
3340	25,647	19,014	59.544	5000	40,080	30,151	63.049
3380	25,989	19,277	59.646	5100	40,962	30,834	63.223
3420	26,331	19,539	59.747	5200	41,844	31,518	63.395
3460	26,673	19,802	59.846	5300	42,728	32,203	63.563

Fuente: Las tablas A-18E a A-23E se adaptaron de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, cuarta edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 834-844. Originalmente publicadas en J. H. Keenan y J. Kaye, *Gas Tables*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1945.

TABLA A-19E

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,073.5	1,477.8	44.927	1080	7,696.8	5,552.1	54.064
320	2,212.6	1,577.1	45.375	1100	7,850.4	5,665.9	54.204
340	2,351.7	1,676.5	45.797	1120	8,004.5	5,780.3	54.343
360	2,490.8	1,775.9	46.195	1140	8,159.1	5,895.2	54.480
380	2,630.0	1,875.3	46.571	1160	8,314.2	6,010.6	54.614
400	2,769.1	1,974.8	46.927	1180	8,469.8	6,126.5	54.748
420	2,908.3	2,074.3	47.267	1200	8,625.8	6,242.8	54.879
440	3,047.5	2,173.8	47.591	1220	8,782.4	6,359.6	55.008
460	3,186.9	2,273.4	47.900	1240	8,939.4	6,476.9	55.136
480	3,326.5	2,373.3	48.198	1260	9,096.7	6,594.5	55.262
500	3,466.2	2,473.2	48.483	1280	9,254.6	6,712.7	55.386
520	3,606.1	2,573.4	48.757	1300	9,412.9	6,831.3	55.508
537	3,725.1	2,658.7	48.982	1320	9,571.9	6,950.2	55.630
540	3,746.2	2,673.8	49.021	1340	9,730.7	7,069.6	55.750
560	3,886.6	2,774.5	49.276	1360	9,890.2	7,189.4	55.867
580	4,027.3	2,875.5	49.522	1380	10,050.1	7,309.6	55.984
600	4,168.3	2,976.8	49.762	1400	10,210.4	7,430.1	56.099
620	4,309.7	3,078.4	49.993	1420	10,371.0	7,551.1	56.213
640	4,451.4	3,180.4	50.218	1440	10,532.0	7,672.4	56.326
660	4,593.5	3,282.9	50.437	1460	10,693.3	7,793.9	56.437
680	4,736.2	3,385.8	50.650	1480	10,855.1	7,916.0	56.547
700	4,879.3	3,489.2	50.858	1500	11,017.1	8,038.3	56.656
720	5,022.9	3,593.1	51.059	1520	11,179.6	8,161.1	56.763
740	5,167.0	3,697.4	51.257	1540	11,342.4	8,284.2	56.869
760	5,311.4	3,802.4	51.450	1560	11,505.4	8,407.4	56.975
780	5,456.4	3,907.5	51.638	1580	11,668.8	8,531.1	57.079
800	5,602.0	4,013.3	51.821	1600	11,832.5	8,655.1	57.182
820	5,748.1	4,119.7	52.002	1620	11,996.6	8,779.5	57.284
840	5,894.8	4,226.6	52.179	1640	12,160.9	8,904.1	57.385
860	6,041.9	4,334.1	52.352	1660	12,325.5	9,029.0	57.484
880	6,189.6	4,442.0	52.522	1680	12,490.4	9,154.1	57.582
900	6,337.9	4,550.6	52.688	1700	12,655.6	9,279.6	57.680
920	6,486.7	4,659.7	52.852	1720	12,821.1	9,405.4	57.777
940	6,636.1	4,769.4	53.012	1740	12,986.9	9,531.5	57.873
960	6,786.0	4,879.5	53.170	1760	13,153.0	9,657.9	57.968
980	6,936.4	4,990.3	53.326	1780	13,319.2	9,784.4	58.062
1000	7,087.5	5,101.6	53.477	1800	13,485.8	9,911.2	58.155
1020	7,238.9	5,213.3	53.628	1820	13,652.5	10,038.2	58.247
1040	7,391.0	5,325.7	53.775	1840	13,819.6	10,165.6	58.339
1060	7,543.6	5,438.6	53.921	1860	13,986.8	10,293.1	58.428

TABLA A-19E

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O_2 (*conclusión*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
1900	14,322	10,549	58.607	3500	28,273	21,323	63.914
1940	14,658	10,806	58.782	3540	28,633	21,603	64.016
1980	14,995	11,063	58.954	3580	28,994	21,884	64.114
2020	15,333	11,321	59.123	3620	29,354	22,165	64.217
2060	15,672	11,581	59.289	3660	29,716	22,447	64.316
2100	16,011	11,841	59.451	3700	30,078	22,730	64.415
2140	16,351	12,101	59.612	3740	30,440	23,013	64.512
2180	16,692	12,363	59.770	3780	30,803	23,296	64.609
2220	17,036	12,625	59.926	3820	31,166	23,580	64.704
2260	17,376	12,888	60.077	3860	31,529	23,864	64.800
2300	17,719	13,151	60.228	3900	31,894	24,149	64.893
2340	18,062	13,416	60.376	3940	32,258	24,434	64.986
2380	18,407	13,680	60.522	3980	32,623	24,720	65.078
2420	18,572	13,946	60.666	4020	32,989	25,006	65.169
2460	19,097	14,212	60.808	4060	33,355	25,292	65.260
2500	19,443	14,479	60.946	4100	33,722	25,580	65.350
2540	19,790	14,746	61.084	4140	34,089	25,867	64.439
2580	20,138	15,014	61.220	4180	34,456	26,155	65.527
2620	20,485	15,282	61.354	4220	34,824	26,144	65.615
2660	20,834	15,551	61.486	4260	35,192	26,733	65.702
2700	21,183	15,821	61.616	4300	35,561	27,022	65.788
2740	21,533	16,091	61.744	4340	35,930	27,312	65.873
2780	21,883	16,362	61.871	4380	36,300	27,602	65.958
2820	22,232	16,633	61.996	4420	36,670	27,823	66.042
2860	22,584	16,905	62.120	4460	37,041	28,184	66.125
2900	22,936	17,177	62.242	4500	37,412	28,475	66.208
2940	23,288	17,450	62.363	4540	37,783	28,768	66.290
2980	23,641	17,723	62.483	4580	38,155	29,060	66.372
3020	23,994	17,997	62.599	4620	38,528	29,353	66.453
3060	24,348	18,271	62.716	4660	38,900	29,646	66.533
3100	24,703	18,546	62.831	4700	39,274	29,940	66.613
3140	25,057	18,822	62.945	4740	39,647	30,234	66.691
3180	25,413	19,098	63.057	4780	40,021	30,529	66.770
3220	25,769	19,374	63.169	4820	40,396	30,824	66.848
3260	26,175	19,651	63.279	4860	40,771	31,120	66.925
3300	26,412	19,928	63.386	4900	41,146	31,415	67.003
3340	26,839	20,206	63.494	5000	42,086	32,157	67.193
3380	27,197	20,485	63.601	5100	43,021	32,901	67.380
3420	27,555	20,763	63.706	5200	43,974	33,648	67.562
3460	27,914	21,043	63.811	5300	44,922	34,397	67.743

TABLA A-20E

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,108.2	1,512.4	46.353	1080	9,575.8	7,431.1	58.072
320	2,256.6	1,621.1	46.832	1100	9,802.6	7,618.1	58.281
340	2,407.3	1,732.1	47.289	1120	10,030.6	7,806.4	58.485
360	2,560.5	1,845.6	47.728	1140	10,260.1	7,996.2	58.689
380	2,716.4	1,961.8	48.148	1160	10,490.6	8,187.0	58.889
400	2,874.7	2,080.4	48.555	1180	10,722.3	8,379.0	59.088
420	3,035.7	2,201.7	48.947	1200	10,955.3	8,572.3	59.283
440	3,199.4	2,325.6	49.329	1220	11,189.4	8,766.6	59.477
460	3,365.7	2,452.2	49.698	1240	11,424.6	8,962.1	59.668
480	3,534.7	2,581.5	50.058	1260	11,661.0	9,158.8	59.858
500	3,706.2	2,713.3	50.408	1280	11,898.4	9,356.5	60.044
520	3,880.3	2,847.7	50.750	1300	12,136.9	9,555.3	60.229
537	4,027.5	2,963.8	51.032	1320	12,376.4	9,755.0	60.412
540	4,056.8	2,984.4	51.082	1340	12,617.0	9,955.9	60.593
560	4,235.8	3,123.7	51.408	1360	12,858.5	10,157.7	60.772
580	4,417.2	3,265.4	51.726	1380	13,101.0	10,360.5	60.949
600	4,600.9	3,409.4	52.038	1400	13,344.7	10,564.5	61.124
620	4,786.6	3,555.6	52.343	1420	13,589.1	10,769.2	61.298
640	4,974.9	3,704.0	52.641	1440	13,834.5	10,974.8	61.469
660	5,165.2	3,854.6	52.934	1460	14,080.8	11,181.4	61.639
680	5,357.6	4,007.2	53.225	1480	14,328.0	11,388.9	61.800
700	5,552.0	4,161.9	53.503	1500	14,576.0	11,597.2	61.974
720	5,748.4	4,318.6	53.780	1520	14,824.9	11,806.4	62.138
740	5,946.8	4,477.3	54.051	1540	15,074.7	12,016.5	62.302
760	6,147.0	4,637.9	54.319	1560	15,325.3	12,227.3	62.464
780	6,349.1	4,800.1	54.582	1580	15,576.7	12,439.0	62.624
800	6,552.9	4,964.2	54.839	1600	15,829.0	12,651.6	62.783
820	6,758.3	5,129.9	55.093	1620	16,081.9	12,864.8	62.939
840	6,965.7	5,297.6	55.343	1640	16,335.7	13,078.9	63.095
860	7,174.7	5,466.9	55.589	1660	16,590.2	13,293.7	63.250
880	7,385.3	5,637.7	55.831	1680	16,845.5	13,509.2	63.403
900	7,597.6	5,810.3	56.070	1700	17,101.4	13,725.4	63.555
920	7,811.4	5,984.4	56.305	1720	17,358.1	13,942.4	63.704
940	8,026.8	6,160.1	56.536	1740	17,615.5	14,160.1	63.853
960	8,243.8	6,337.4	56.765	1760	17,873.5	14,378.4	64.001
980	8,462.2	6,516.1	56.990	1780	18,132.2	14,597.4	64.147
1000	8,682.1	6,696.2	57.212	1800	18,391.5	14,816.9	64.292
1020	8,903.4	6,877.8	57.432	1820	18,651.5	15,037.2	64.435
1040	9,126.2	7,060.9	57.647	1840	18,912.2	15,258.2	64.578
1060	9,350.3	7,245.3	57.861	1860	19,173.4	15,479.7	64.719

TABLA A-20E

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO_2 (*conclusión*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
1900	19,698	15,925	64.999	3500	41,965	35,015	73.462
1940	20,224	16,372	65.272	3540	42,543	35,513	73.627
1980	20,753	16,821	65.543	3580	43,121	36,012	73.789
2020	21,284	17,273	65.809	3620	43,701	36,512	73.951
2060	21,818	17,727	66.069	3660	44,280	37,012	74.110
2100	22,353	18,182	66.327	3700	44,861	37,513	74.267
2140	22,890	18,640	66.581	3740	45,442	38,014	74.423
2180	23,429	19,101	66.830	3780	46,023	38,517	74.578
2220	23,970	19,561	67.076	3820	46,605	39,019	74.732
2260	24,512	20,024	67.319	3860	47,188	39,522	74.884
2300	25,056	20,489	67.557	3900	47,771	40,026	75.033
2340	25,602	20,955	67.792	3940	48,355	40,531	75.182
2380	26,150	21,423	68.025	3980	48,939	41,035	75.330
2420	26,699	21,893	68.253	4020	49,524	41,541	75.477
2460	27,249	22,364	68.479	4060	50,109	42,047	75.622
2500	27,801	22,837	68.702	4100	50,695	42,553	75.765
2540	28,355	23,310	68.921	4140	51,282	43,060	75.907
2580	28,910	23,786	69.138	4180	51,868	43,568	76.048
2620	29,465	24,262	69.352	4220	52,456	44,075	76.188
2660	30,023	24,740	69.563	4260	53,044	44,584	76.327
2700	30,581	25,220	69.771	4300	53,632	45,093	76.464
2740	31,141	25,701	69.977	4340	54,221	45,602	76.601
2780	31,702	26,181	70.181	4380	54,810	46,112	76.736
2820	32,264	26,664	70.382	4420	55,400	46,622	76.870
2860	32,827	27,148	70.580	4460	55,990	47,133	77.003
2900	33,392	27,633	70.776	4500	56,581	47,645	77.135
2940	33,957	28,118	70.970	4540	57,172	48,156	77.266
2980	34,523	28,605	71.160	4580	57,764	48,668	77.395
3020	35,090	29,093	71.350	4620	58,356	49,181	77.581
3060	35,659	29,582	71.537	4660	58,948	49,694	77.652
3100	36,228	30,072	71.722	4700	59,541	50,208	77.779
3140	36,798	30,562	71.904	4740	60,134	50,721	77.905
3180	37,369	31,054	72.085	4780	60,728	51,236	78.029
3220	37,941	31,546	72.264	4820	61,322	51,750	78.153
3260	38,513	32,039	72.441	4860	61,916	52,265	78.276
3300	39,087	32,533	72.616	4900	62,511	52,781	78.398
3340	39,661	33,028	72.788	5000	64,000	54,071	78.698
3380	40,236	33,524	72.960	5100	65,491	55,363	78.994
3420	40,812	34,020	73.129	5200	66,984	56,658	79.284
3460	41,388	34,517	73.297	5300	68,471	57,954	79.569

TABLA A-21E

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,081.9	1,486.1	43.223	1080	7,571.1	5,426.4	52.203
320	2,220.9	1,585.4	43.672	1100	7,716.8	5,532.3	52.337
340	2,359.9	1,684.7	44.093	1120	7,862.9	5,638.7	52.468
360	2,498.8	1,783.9	44.490	1140	8,009.2	5,745.4	52.598
380	2,637.9	1,883.3	44.866	1160	8,156.1	5,851.5	52.726
400	2,776.9	1,982.6	45.223	1180	8,303.3	5,960.0	52.852
420	2,916.0	2,081.9	45.563	1200	8,450.8	6,067.8	52.976
440	3,055.0	2,181.2	45.886	1220	8,598.8	6,176.0	53.098
460	3,194.0	2,280.5	46.194	1240	8,747.2	6,284.7	53.218
480	3,333.0	2,379.8	46.491	1260	8,896.0	6,393.8	53.337
500	3,472.1	2,479.2	46.775	1280	9,045.0	6,503.1	53.455
520	3,611.2	2,578.6	47.048	1300	9,194.6	6,613.0	53.571
537	3,725.1	2,663.1	47.272	1320	9,344.6	6,723.2	53.685
540	3,750.3	2,677.9	47.310	1340	9,494.8	6,833.7	53.799
560	3,889.5	2,777.4	47.563	1360	9,645.5	6,944.7	53.910
580	4,028.7	2,876.9	47.807	1380	9,796.6	7,056.1	54.021
600	4,168.0	2,976.5	48.044	1400	9,948.1	7,167.9	54.129
620	4,307.4	3,076.2	48.272	1420	10,100.0	7,280.1	54.237
640	4,446.9	3,175.9	48.494	1440	10,252.2	7,392.6	54.344
660	4,586.6	3,275.8	48.709	1460	10,404.8	7,505.4	54.448
680	4,726.2	3,375.8	48.917	1480	10,557.8	7,618.7	54.522
700	4,886.0	3,475.9	49.120	1500	10,711.1	7,732.3	54.665
720	5,006.1	3,576.3	49.317	1520	10,864.9	7,846.4	54.757
740	5,146.4	3,676.9	49.509	1540	11,019.0	7,960.8	54.858
760	5,286.8	3,777.5	49.697	1560	11,173.4	8,075.4	54.958
780	5,427.4	3,878.4	49.880	1580	11,328.2	8,190.5	55.056
800	5,568.2	3,979.5	50.058	1600	11,483.4	8,306.0	55.154
820	5,709.4	4,081.0	50.232	1620	11,638.9	8,421.8	55.251
840	5,850.7	4,182.6	50.402	1640	11,794.7	8,537.9	55.347
860	5,992.3	4,284.5	50.569	1660	11,950.9	8,654.4	55.411
880	6,134.2	4,386.6	50.732	1680	12,107.5	8,771.2	55.535
900	6,276.4	4,489.1	50.892	1700	12,264.3	8,888.3	55.628
920	6,419.0	4,592.0	51.048	1720	12,421.4	9,005.7	55.720
940	6,561.7	4,695.0	51.202	1740	12,579.0	9,123.6	55.811
960	6,704.9	4,798.5	51.353	1760	12,736.7	9,241.6	55.900
980	6,848.4	4,902.3	51.501	1780	12,894.9	9,360.0	55.990
1000	6,992.2	5,006.3	51.646	1800	13,053.2	9,478.6	56.078
1020	7,136.4	5,110.8	51.788	1820	13,212.0	9,597.7	56.166
1040	7,281.0	5,215.7	51.929	1840	13,371.0	9,717.0	56.253
1060	7,425.9	5,320.9	52.067	1860	13,530.2	9,836.5	56.339

TABLA A-21E

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO (*conclusión*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
1900	13,850	10,077	56.509	3500	27,262	20,311	61.612
1940	14,170	10,318	56.677	3540	27,608	20,576	61.710
1980	14,492	10,560	56.841	3580	27,954	20,844	61.807
2020	14,815	10,803	57.007	3620	28,300	21,111	61.903
2060	15,139	11,048	57.161	3660	28,647	21,378	61.998
2100	15,463	11,293	57.317	3700	28,994	21,646	62.093
2140	15,789	11,539	57.470	3740	29,341	21,914	62.186
2180	16,116	11,787	57.621	3780	29,688	22,182	62.279
2220	16,443	12,035	57.770	3820	30,036	22,450	62.370
2260	16,722	12,284	57.917	3860	30,384	22,719	62.461
2300	17,101	12,534	58.062	3900	30,733	22,988	62.511
2340	17,431	12,784	58.204	3940	31,082	23,257	62.640
2380	17,762	13,035	58.344	3980	31,431	23,527	62.728
2420	18,093	13,287	58.482	4020	31,780	23,797	62.816
2460	18,426	13,541	58.619	4060	32,129	24,067	62.902
2500	18,759	13,794	58.754	4100	32,479	24,337	62.988
2540	19,093	14,048	58.885	4140	32,829	24,608	63.072
2580	19,427	14,303	59.016	4180	33,179	24,878	63.156
2620	19,762	14,559	59.145	4220	33,530	25,149	63.240
2660	20,098	14,815	59.272	4260	33,880	25,421	63.323
2700	20,434	15,072	59.398	4300	34,231	25,692	63.405
2740	20,771	15,330	59.521	4340	34,582	25,934	63.486
2780	21,108	15,588	59.644	4380	34,934	26,235	63.567
2820	21,446	15,846	59.765	4420	35,285	26,508	63.647
2860	21,785	16,105	59.884	4460	35,637	26,780	63.726
2900	22,124	16,365	60.002	4500	35,989	27,052	63.805
2940	22,463	16,225	60.118	4540	36,341	27,325	63.883
2980	22,803	16,885	60.232	4580	36,693	27,598	63.960
3020	23,144	17,146	60.346	4620	37,046	27,871	64.036
3060	23,485	17,408	60.458	4660	37,398	28,144	64.113
3100	23,826	17,670	60.569	4700	37,751	28,417	64.188
3140	24,168	17,932	60.679	4740	38,104	28,691	64.263
3180	24,510	18,195	60.787	4780	38,457	28,965	64.337
3220	24,853	18,458	60.894	4820	38,811	29,239	64.411
3260	25,196	18,722	61.000	4860	39,164	29,513	64.484
3300	25,539	18,986	61.105	4900	39,518	29,787	64.556
3340	25,883	19,250	61.209	5000	40,403	30,473	64.735
3380	26,227	19,515	61.311	5100	41,289	31,161	64.910
3420	26,572	19,780	61.412	5200	42,176	31,849	65.082
3460	26,917	20,045	61.513	5300	43,063	32,538	65.252

TABLA A-22E

Propiedades de gas ideal del hidrógeno, H_2

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,063.5	1,467.7	27.337	1400	9,673.8	6,893.6	37.883
320	2,189.4	1,553.9	27.742	1500	10,381.5	7,402.7	38.372
340	2,317.2	1,642.0	28.130	1600	11,092.5	7,915.1	38.830
360	2,446.8	1,731.9	28.501	1700	11,807.4	8,431.4	39.264
380	2,577.8	1,823.2	28.856	1800	12,526.8	8,952.2	39.675
400	2,710.2	1,915.8	29.195	1900	13,250.9	9,477.8	40.067
420	2,843.7	2,009.6	29.520	2000	13,980.1	10,008.4	40.441
440	2,978.1	2,104.3	29.833	2100	14,714.5	10,544.2	40.799
460	3,113.5	2,200.0	30.133	2200	15,454.4	11,085.5	41.143
480	3,249.4	2,296.2	20.424	2300	16,199.8	11,632.3	41.475
500	3,386.1	2,393.2	30.703	2400	16,950.6	12,184.5	41.794
520	3,523.2	2,490.6	30.972	2500	17,707.3	12,742.6	42.104
537	3,640.3	2,573.9	31.194	2600	18,469.7	13,306.4	42.403
540	3,660.9	2,588.5	31.232	2700	19,237.8	13,876.0	42.692
560	3,798.8	2,686.7	31.482	2800	20,011.8	14,451.4	42.973
580	3,937.1	2,785.3	31.724	2900	20,791.5	15,032.5	43.247
600	4,075.6	2,884.1	31.959	3000	21,576.9	15,619.3	43.514
620	4,214.3	2,983.1	32.187	3100	22,367.7	16,211.5	43.773
640	4,353.1	3,082.1	32.407	3200	23,164.1	16,809.3	44.026
660	4,492.1	3,181.4	32.621	3300	23,965.5	17,412.1	44.273
680	4,631.1	3,280.7	32.829	3400	24,771.9	18,019.9	44.513
700	4,770.2	3,380.1	33.031	3500	25,582.9	18,632.4	44.748
720	4,909.5	3,479.6	33.226	3600	26,398.5	19,249.4	44.978
740	5,048.8	3,579.2	33.417	3700	27,218.5	19,870.8	45.203
760	5,188.1	3,678.8	33.603	3800	28,042.8	20,496.5	45.423
780	5,327.6	3,778.6	33.784	3900	28,871.1	21,126.2	45.638
800	5,467.1	3,878.4	33.961	4000	29,703.5	21,760.0	45.849
820	5,606.7	3,978.3	34.134	4100	30,539.8	22,397.7	46.056
840	5,746.3	4,078.2	34.302	4200	31,379.8	23,039.2	46.257
860	5,885.9	4,178.0	34.466	4300	32,223.5	23,684.3	46.456
880	6,025.6	4,278.0	34.627	4400	33,070.9	24,333.1	46.651
900	6,165.3	4,378.0	34.784	4500	33,921.6	24,985.2	46.842
920	6,305.1	4,478.1	34.938	4600	34,775.7	25,640.7	47.030
940	6,444.9	4,578.1	35.087	4700	35,633.0	26,299.4	47.215
960	6,584.7	4,678.3	35.235	4800	36,493.4	26,961.2	47.396
980	6,724.6	4,778.4	35.379	4900	35,356.9	27,626.1	47.574
1000	6,864.5	4,878.6	35.520	5000	38,223.3	28,294.0	47.749
1100	7,564.6	5,380.1	36.188	5100	39,092.8	28,964.9	47.921
1200	8,265.8	5,882.8	36.798	5200	39,965.1	29,638.6	48.090
1300	8,968.7	6,387.1	37.360	5300	40,840.2	30,315.1	48.257

TABLA A-23E

Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
300	2,367.6	1,771.8	40.439	1080	8,768.2	6,623.5	50.854
320	2,526.8	1,891.3	40.952	1100	8,942.0	6,757.5	51.013
340	2,686.0	2,010.8	41.435	1120	9,116.4	6,892.2	51.171
360	2,845.1	2,130.2	41.889	1140	9,291.4	7,027.5	51.325
380	3,004.4	2,249.8	42.320	1160	9,467.1	7,163.5	51.478
400	3,163.8	2,369.4	42.728	1180	9,643.4	7,300.1	51.360
420	3,323.2	2,489.1	43.117	1200	9,820.4	7,437.4	51.777
440	3,482.7	2,608.9	43.487	1220	9,998.0	7,575.2	51.925
460	3,642.3	2,728.8	43.841	1240	10,176.1	7,713.6	52.070
480	3,802.0	2,848.8	44.182	1260	10,354.9	7,852.7	52.212
500	3,962.0	2,969.1	44.508	1280	10,534.4	7,992.5	52.354
520	4,122.0	3,089.4	44.821	1300	10,714.5	8,132.9	52.494
537	4,258.0	3,191.9	45.079	1320	10,895.3	8,274.0	52.631
540	4,282.4	3,210.0	45.124	1340	11,076.6	8,415.5	52.768
560	4,442.8	3,330.7	45.415	1360	11,258.7	8,557.9	52.903
580	4,603.7	3,451.9	45.696	1380	11,441.4	8,700.9	53.037
600	4,764.7	3,573.2	45.970	1400	11,624.8	8,844.6	53.168
620	4,926.1	3,694.9	46.235	1420	11,808.8	8,988.9	53.299
640	5,087.8	3,816.8	46.492	1440	11,993.4	9,133.8	53.428
660	5,250.0	3,939.3	46.741	1460	12,178.8	9,279.4	53.556
680	5,412.5	4,062.1	46.984	1480	12,364.8	9,425.7	53.682
700	5,575.4	4,185.3	47.219	1500	12,551.4	9,572.7	53.808
720	5,738.8	4,309.0	47.450	1520	12,738.8	9,720.3	53.932
740	5,902.6	4,433.1	47.673	1540	12,926.8	9,868.6	54.055
760	6,066.9	4,557.6	47.893	1560	13,115.6	10,017.6	54.117
780	6,231.7	4,682.7	48.106	1580	13,305.0	10,167.3	54.298
800	6,396.9	4,808.2	48.316	1600	13,494.4	10,317.6	54.418
820	6,562.6	4,934.2	48.520	1620	13,685.7	10,468.6	54.535
840	6,728.9	5,060.8	48.721	1640	13,877.0	10,620.2	54.653
860	6,895.6	5,187.8	48.916	1660	14,069.2	10,772.7	54.770
880	7,062.9	5,315.3	49.109	1680	14,261.9	10,925.6	54.886
900	7,230.9	5,443.6	49.298	1700	14,455.4	11,079.4	54.999
920	7,399.4	5,572.4	49.483	1720	14,649.5	11,233.8	55.113
940	7,568.4	5,701.7	49.665	1740	14,844.3	11,388.9	55.226
960	7,738.0	5,831.6	49.843	1760	15,039.8	11,544.7	55.339
980	7,908.2	5,962.0	50.019	1780	15,236.1	11,701.2	55.449
1000	8,078.2	6,093.0	50.191	1800	15,433.0	11,858.4	55.559
1020	8,250.4	6,224.8	50.360	1820	15,630.6	12,016.3	55.668
1040	8,422.4	6,357.1	50.528	1840	15,828.7	12,174.7	55.777
1060	8,595.0	6,490.0	50.693	1860	16,027.6	12,333.9	55.884

TABLA A-23E

Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H_2O (*conclusión*)

T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R	T R	$\bar{h}$ Btu/lbmol	$\bar{u}$ Btu/lbmol	$\bar{s}°$ Btu/lbmol · R
1900	16,428	12,654	56.097	3500	34,324	27,373	62.876
1940	16,830	12,977	56.307	3540	34,809	27,779	63.015
1980	17,235	13,303	56.514	3580	35,296	28,187	63.153
2020	17,643	13,632	56.719	3620	35,785	28,596	63.288
2060	18,054	13,963	56.920	3660	36,274	29,006	63.423
2100	18,467	14,297	57.119	3700	36,765	29,418	63.557
2140	18,883	14,633	57.315	3740	37,258	29,831	63.690
2180	19,301	14,972	57.509	3780	37,752	30,245	63.821
2220	19,722	15,313	57.701	3820	38,247	30,661	63.952
2260	20,145	15,657	57.889	3860	38,743	31,077	64.082
2300	20,571	16,003	58.077	3900	39,240	31,495	64.210
2340	20,999	16,352	58.261	3940	39,739	31,915	64.338
2380	21,429	16,703	58.445	3980	40,239	32,335	64.465
2420	21,862	17,057	58.625	4020	40,740	32,757	64.591
2460	22,298	17,413	58.803	4060	41,242	33,179	64.715
2500	22,735	17,771	58.980	4100	41,745	33,603	64.839
2540	23,175	18,131	59.155	4140	42,250	34,028	64.962
2580	23,618	18,494	59.328	4180	42,755	34,454	65.084
2620	24,062	18,859	59.500	4220	43,267	34,881	65.204
2660	24,508	19,226	59.669	4260	43,769	35,310	65.325
2700	24,957	19,595	59.837	4300	44,278	35,739	65.444
2740	25,408	19,967	60.003	4340	44,788	36,169	65.563
2780	25,861	20,340	60.167	4380	45,298	36,600	65.680
2820	26,316	20,715	60.330	4420	45,810	37,032	65.797
2860	26,773	21,093	60.490	4460	46,322	37,465	65.913
2900	27,231	21,472	60.650	4500	46,836	37,900	66.028
2940	27,692	21,853	60.809	4540	47,350	38,334	66.142
2980	28,154	22,237	60.965	4580	47,866	38,770	66.255
3020	28,619	22,621	61.120	4620	48,382	39,207	66.368
3060	29,085	23,085	61.274	4660	48,899	39,645	66.480
3100	29,553	23,397	61.426	4700	49,417	40,083	66.591
3140	30,023	23,787	61.577	4740	49,936	40,523	66.701
3180	30,494	24,179	61.727	4780	50,455	40,963	66.811
3220	30,967	24,572	61.874	4820	50,976	41,404	66.920
3260	31,442	24,968	62.022	4860	51,497	41,856	67.028
3300	31,918	25,365	62.167	4900	52,019	42,288	67.135
3340	32,396	25,763	62.312	5000	53,327	43,398	67.401
3380	32,876	26,164	62.454	5100	54,640	44,512	67.662
3420	33,357	26,565	62.597	5200	55,957	45,631	67.918
3460	33,839	26,968	62.738	5300	57,279	46,754	68.172

TABLA A-26E

Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 77°F, 1 atm

Sustancia	Fórmula	$\bar{h}_f^\circ$ Btu/lbmol	$\bar{g}_f^\circ$ Btu/lbmol	$\bar{s}^\circ$ Btu/lbmol · R
Acetileno	$C_2H_2(g)$	+97,540	+87,990	48.00
Agua	$H_2O(\ell)$	−122,970	−102,040	16.71
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(g)$	−101,230	−72,520	67.54
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(\ell)$	−119,470	−75,240	38.40
Alcohol metílico	$CH_3OH(g)$	−86,540	−69,700	57.29
Alcohol metílico	$CH_3OH(\ell)$	−102,670	−71,570	30.30
Amoniaco	$NH_3(g)$	−19,750	−7,140	45.97
Benceno	$C_6H_6(g)$	+35,680	+55,780	64.34
n-Butano	$C_4H_{10}(g)$	−54,270	−6,760	74.11
Carbón	$C(s)$	0	0	1.36
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	−169,300	−169,680	51.07
n-Dodecano	$C_{12}H_{26}(g)$	−125,190	+21,570	148.86
Etano	$C_2H_6(g)$	−36,420	−14,150	54.85
Etileno	$C_2H_4(g)$	+22,490	+29,306	52.54
Hidrógeno	$H(g)$	+93,780	+87,460	27.39
Hidrógeno	$H_2(g)$	0	0	31.21
Hidroxilo	$OH(g)$	+16,790	+14,750	43.92
Metano	$CH_4(g)$	−32,210	−21,860	44.49
Monóxido de carbono	$CO(g)$	−47,540	−59,010	47.21
Nitrógeno	$N_2(g)$	0	0	45.77
Nitrógeno	$N(g)$	+203,340	+195,970	36.61
n-Octano	$C_8H_{18}(g)$	−89,680	+7,110	111.55
n-Octano	$C_8H_{18}(\ell)$	−107,530	+2,840	86.23
Oxígeno	$O_2(g)$	0	0	49.00
Oxígeno	$O(g)$	+107,210	+99,710	38.47
Peróxido de hidrógeno	$H_2O_2(g)$	−58,640	−45,430	55.60
Propano	$C_3H_8(g)$	−44,680	−10,105	64.51
Propileno	$C_3H_6(g)$	+8,790	+26,980	63.80
Vapor de agua	$H_2O(g)$	−104,040	−98,350	45.11

S Fuente: De JANAF, *Thermochemical Tables*, Midland, MI, Dow Chemical Co., 1971; *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-3, 1968; y *API Research Project 44*, Carnegie Press, 1953.

TABLA A-27E

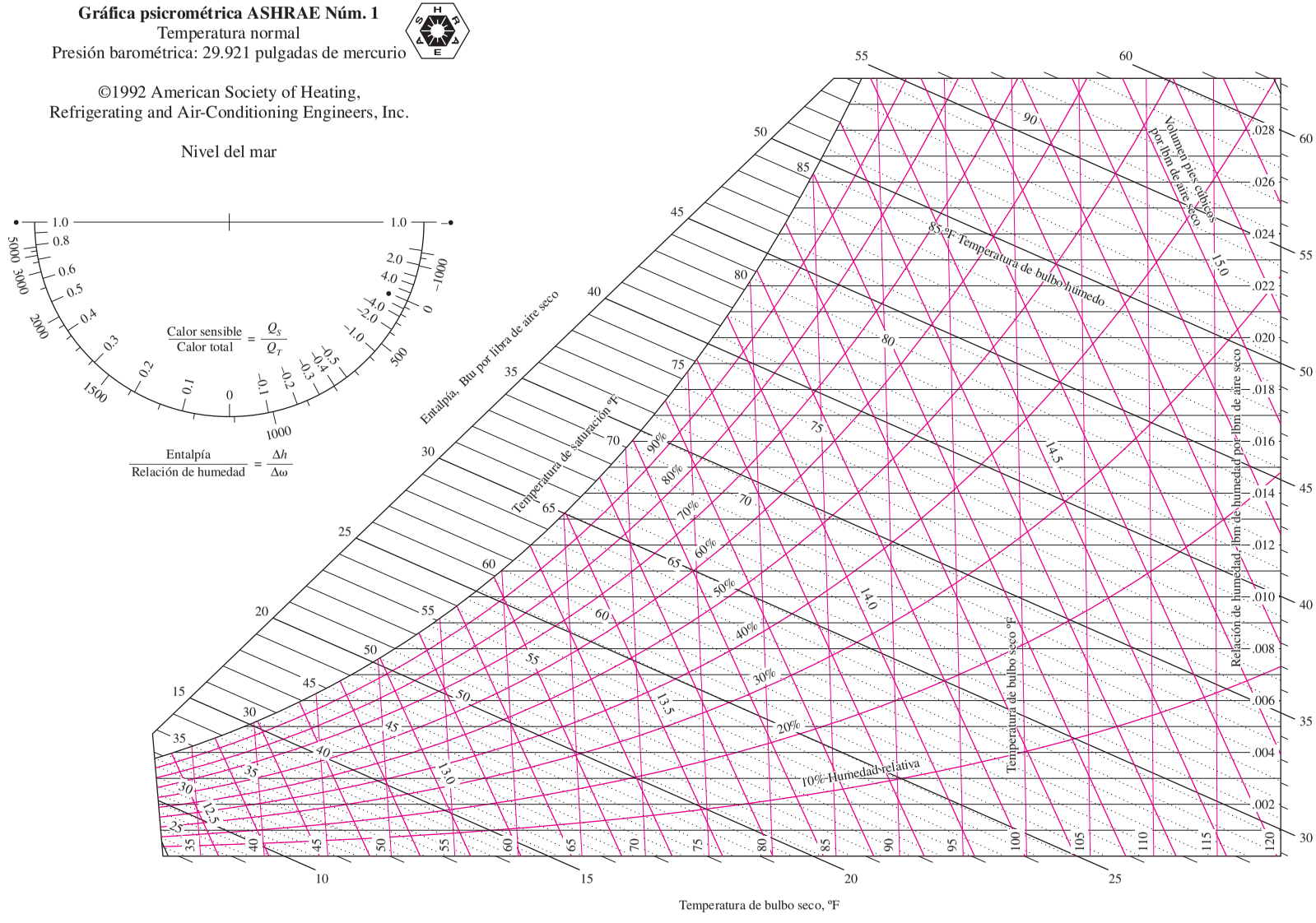
Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes

Combustible (fase)	Fórmula	Masa molar, lbm/lbmol	Densidad,[1] lbm/ft^3	Entalpía de vaporización,[2] Btu/lbm	Calor específico,[1] c_p Btu/lbm · °F	Poder calorífico superior,[3] Btu/lbm	Poder calorífico inferior,[3] Btu/lbm
Acetileno (*g*)	C_2H_2	26.038	—	—	0.404	21,490	20,760
Benceno (ℓ)	C_6H_6	78.114	54.7	186	0.411	17,970	17,240
Butano (ℓ)	C_4H_{10}	58.123	36.1	156	0.578	21,130	19,510
Carbono (*s*)	C	12.011	125	—	0.169	14,100	14,100
Decano (ℓ)	$C_{10}H_{22}$	142.285	45.6	155	0.528	20,490	19,020
Diesel ligero (ℓ)	$C_nH_{1.8n}$	170	49–52	116	0.53	19,800	18,600
Diesel pesado (ℓ)	$C_nH_{1.7n}$	200	51–55	99	0.45	19,600	18,400
Etano (*g*)	C_2H_6	30.070	—	74	0.418	22,320	20,430
Etanol (ℓ)	C_2H_6O	46.069	49.3	395	0.583	12,760	11,530
Gas natural (*g*)	$C_nH_{3.8n}N_{0.1n}$	18	—	—	0.48	21,500	19,400
Gasolina (ℓ)	$C_nH_{1.87n}$	100–110	45–49	151	0.57	20,300	18,900
Heptano (ℓ)	C_7H_{16}	100.204	42.7	157	0.535	20,680	19,180
Hexano (ℓ)	C_6H_{12}	84.161	42.0	169	0.439	20,430	19,090
Hexeno (ℓ)	C_6H_{14}	86.177	41.2	157	0.542	20,770	19,240
Hidrógeno (*g*)	H_2	2.016	—	—	3.44	60,970	51,600
Isopentano (ℓ)	C_5H_{12}	72.150	39.1	—	0.554	20,890	19,310
Metano (*g*)	CH_4	16.043	—	219	0.525	23,880	21,520
Metanol (ℓ)	CH_4O	32.042	49.3	502	0.604	9,740	8,570
Monóxido de carbono (*g*)	CO	28.013	—	—	0.251	4,340	4,340
Octano (ℓ)	C_8H_{18}	114.231	43.9	156	0.533	20,590	19,100
1-Penteno (ℓ)	C_5H_{10}	70.134	40.0	156	0.525	20,540	19,190
Propano (ℓ)	C_3H_8	44.097	31.2	144	0.662	21,640	19,930
Tolueno (ℓ)	C_7H_8	92.141	54.1	177	0.408	18,230	17,420

[1]A 1 atm y 68°F.

[2]A 77°F para combustibles líquidos, y 1 atm y temperatura normal de ebullición para combustibles gaseosos.

[3]A 77°F. Multiplique por la masa molar para obtener los valores caloríficos en Btu/lbmol.


Gráfica psicrométrica ASHRAE Núm. 1
Temperatura normal
Presión barométrica: 29.921 pulgadas de mercurio
©1992 American Society of Heating,
Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
Nivel del mar
Calor sensible / Calor total = Qs / Qt
Entalpía / Relación de humedad = Δh / Δω
Entalpía, Btu por libra de aire seco
Temperatura de saturación °F
Temperatura de bulbo seco °F
Relación de humedad, lbm de humedad por lbm de aire seco
Volumen pies cúbicos por lbm de aire seco
85 °F Temperatura de bulbo húmedo
10% Humedad relativa
Temperatura de bulbo seco, °F

Preparado por el Centro de Estudios Aplicados de Termodinámica, Universidad de Idaho

FIGURA A-31E

Gráfica psicrométrica a 1 atm de presión total.

Reproducida con permiso de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, Georgia. Usada con permiso.

ÍNDICE ANALÍTICO

A

A, 5
Absorbencia, 94
AC, 754
Aceite, 530
Aceites vegetales, 194
Aceleración del vapor en una tobera, 235-236
Acetileno, 924, 925, 971, 972
Acondicionador de aire, 290
Acondicionamiento de aire, 536
  automóvil, 536
  balance de masa, 730
  calentamiento simple, 730
  deshumidificación, 732-734
  enfriamiento evaporativo, 734-735
  enfriamiento simple, 730
  humidificación, 731-732
  mezclado adiabático de corrientes de aire, 735-737
  mezclado de aire acondicionado con aire del exterior, 736-737
  procesos, listado, 729
  refrigeración por absorción, 633
  torre húmeda de enfriamiento, 737-739
Acrecentador de energía, 295
Acta de aire limpio, 87
Acta de Estudio sobre Medidas, 5
Actividades de la vida diaria. *Véase también* Ser humano
  alimento, 194-198
  aspectos de la segunda ley, 465-469
  cantidad contra calidad, 308-309
  destrucción de exergía, 468
  dieta, 196-200
  ejercicio, 196, 197, 199
  energía, 468
  entropía, 348-350
Adición de calor, 60
Aeronave
  ciclo de propulsión a chorro, 521-525
  compresión de aire a alta velocidad, 826-827
  energía cinética, 824
  motor de turbina de gas, 509-521
  motor de turborreactor, 526-527
  motor estatorreactor (*ramjet*), 527
  motor superestatorreactor (*scramjet*), 527
  motor turborreactor (*turbojet*), 521-525
  motor turbohélice (*turboprop*), 526
  motor turboventilador (*turbofan*), 525-526
  ondas de choque/ondas expansivas, 858
Agua
  aire disuelto, 814
  caída de un bloque de acero caliente, 453-455
  constante de gas, 884, 934
  descarga de, desde un recipiente, 225-226
  diagrama de Mollier, 901,951
  diagrama *T-s*, 900, 950
  enfriamiento del bloque de acero, 191
  enfriamiento del refrigerante 134a, 242-244
  entalpía de formación, 924
  entropía absoluta, 924
  expansión sin restricciones, 176-178
  función de formación de Gibbs, 924
  gas, como. *Véase* Vapor de agua
  hielo saturado y vapor de agua, 899, 949
  líquido comprimido, 898, 948
  manguera de jardín, tobera, 224-225
  masa molar, 884, 934
  obtención de agua fresca de mar, 705-707
  propiedades críticas, 884, 934
  regadera, 241
  saturada, 890-893, 940-943
  sobrecalentada, 894-897, 944-947
  vapor, como. *Véase* Vapor de agua
Agua de alimentación, 568, 569
Agua de mar, 705-707
Agua líquida comprimida, 898, 948
Agua saturada
  tabla de presiones, 892-893, 942-943
  tabla de temperaturas, 890-891
Agua sobrecalentada, 894-897, 944-947
Agudeza, 467
Aire, 112, 718. *Véase también* Mezclas de gas y vapor
  atmosférico, 718, 720
  calores específicos de gas ideal, 885, 935
  constante de gas, 884, 934
  deficiencia de, 757
  estequiométrico, 756
  exceso, 757
  masa molar, 884, 934
  propiedades de gas ideal, 910-911, 958-959
  propiedades de punto crítico, 884, 934
  seco, 718
  teórico, 756
Aire atmosférico, 718, 720
Aire disuelto en agua, 814
Aire en exceso, 757
Aire estequiométrico, 756
Aire saturado, 149, 719
Aire teórico a 100 por ciento, 756
Aire teórico, 756
Aire teórico porcentual, 757
Aire seco, 718
Alcohol etílico, 884, 924, 934, 971
Alcohol metílico, 752, 884, 924, 934, 971
Agudeza desperdiciada, 467
Alimento, 194-198, 889, 939
Alineamiento de las ruedas, 534
Alrededores, 10, 424
Alrededores inmediatos, 424, 425
Aminoácidos, 194
Amoniaco, 617, 884, 924, 934, 971
Ampere (A), 5
Análisis de combustión inversa, 760-761
Análisis de la primera ley
  combustión de flujo estable, 767-769
  combustión en una bomba, 769-770
  sistemas reactivos, 765-770
Análisis de la segunda ley
  ciclo de Otto, 529-530
  ciclo de potencia de gas, 527-530
  ciclo de potencia de vapor, 576-578
  ciclo Rankine, 577-578
  combustión adiabática, 777-778

combustión isotérmica, 778-780
sistemas reactivos, 775-780
turbina de vapor, 460-462
Análisis de masa y energía de volúmenes de control, 219-278
análisis de energía de procesos de flujo inestable, 246-252
análisis de energía de sistemas de flujo estable, 230-232
dispositivos de flujo estable. *Véase* Dispositivos de flujo estable
ecuación general de la energía, 252-255
fluido en movimiento, 227-228
flujo de trabajo, 226-227, 254
principio de la conservación de la masa, 222-223
transporte de energía por masa, 228, 229
Análisis de Orsat, 685, 757
Análisis energético. *Véase* Análisis de masa y energía de volúmenes de control
Análisis gravimétrico, 682
Análisis molar, 682
Analizador Orsat de gas, 757
Ángulo de choque, 852
Ángulo de giro, 852
Ángulo de Mach, 856
Ángulo de onda, 852
Argón, 182, 884, 885, 934, 935
Atmósfera, 425
Atmósfera a gran altitud, 909, 954
Atmósfera estándar (atm), 22, 30
Átomo, 55-56
Autoignición, 497
Automóvil
aceite, 536-537
aceleración, 69
acondicionamiento de aire, 536
alineación de las llantas, 534
encendido del auto, 533
auto alimentado por celdas de combustible de hidrógeno, 782
autos eléctricos, 91
combustible nuclear, 57-58
combustibles alternativos, 573, 752
compresión isentrópica, 360-361
contaminación del aire, 86-87, 90
control de crucero, 532
diseño aerodinámico, 531, 532
eficiencia de combustible, 530-537
emisiones, 87, 90
engrane de sobremarcha, 531
estacionarse en el garaje, 533
gas natural, 752
gasolina, 497, 532
hábitos de manejo, 534-536
llantas, 532, 533-534
llenado, 532
marcha en vacío, 533, 535
manejo en carretera, 535
motor (cámara de combustión expuesta), 489
motor de dos tiempos, 496
motor diesel, 531
peso del vehículo, 531
rutina de mantenimiento, 536-537
subiendo una colina, 69
transmisión de potencia por medio de una flecha, 67
transmisión delantera, 532
transmisión manual, 531
velocidad, 534
velocidad de consumo de combustible, 286-287
venillas entintadas, 532

B

Balance de entropía, 377-380, 773
Balance de exergía
general (sistemas cerrados), 446-447
sistemas cerrados, 444-457
sistemas de flujo estable, 458-459
trabajo reversible, 459
volúmenes de control, 457-465
Balance de masa, 754
acondicionamiento de aire, 730
ecuaciones, 222
procesos de flujo estable, 223
sistema que experimenta cualquier proceso, 246
sistemas de flujo estable de una corriente, 230
Barómetro, 29, 31
Barra, 22
Barra sobre el símbolo de propiedades (notación), 138
Barras sólidas, 68
Becquerel, Edmond, 649
Benceno, 86, 87, 884, 924, 925, 934, 971, 972
Biblioteca, 349
Bienestar humano, 727-729
Bloque caliente arrojado en el lago, 385-386
Bloque de hierro
caída en el agua, 453-455
enfriada, agua, 191
enfriamiento, irreversibilidad, 429-431
potencial de calentamiento, 431-432
Bofetada, 192
Bomba, 236
Bomba-A, 57
Bomba-H, 57
Bomba alimentada por celdas FV, 649
Bomba atómica, 57
Bomba de calor, 289-292, 434, 608, 618-620. *Véase también* Ciclo de refrigeración
Bomba de hidrógeno, 57
Bomba de calor de Carnot, 309-311, 609
Bomba-motor, 84
Bombas de calor geotérmicas, 290
Bombas de calor alimentadas por aire, 290
Bombas de calor de fuente de tierra, 290
Boquilla de manguera de jardín, 224-225
Bourdon, Eugene, 29
Boyle, Robert, 137
Brayton, George, 507
Bromuro, 884, 934
Btu, 7
Butano, 87, 884, 885, 924, 925, 934, 935, 971, 972

C

c, 5
CAA, 568-571
Café caliente, en cuarto frío, 280
cal, 7
Calentador abierto de agua de alimentación, 568-570
Calentador cerrado de agua de alimentación, 570-571
Calentador de agua de alimentación (CAA), 568-571
Calentador de agua, eficiencia, 79
Calentador de agua de alimentación de contacto directo, 568
Calentador de resistencia, 186, 434
Calentador radiante, 729
Calentamiento eléctrico. *Véase también* Calentamiento
casera, 245-246
gas, presión constante, 174-176
Calentamiento eléctrico de gas a presión constante, 174-176
Calentamiento espacial, 79, 400
Calentamiento geotérmico, 91
Calentamiento global, 89
Calentamiento. *Véase también* Calentamiento eléctrico
casa, 245-246, 292-292, 310-311
flujo de Rayleigh, 683
gas; agitación en un recipiente, 184-185
gas; calentador de resistencia, 186
gas; presión constante, 174-176, 187-188
geotérmico, 91
habitación, 280
horno; transferencia de calor, 65
horno; transferencia de trabajo, 64-65
humidificación, 731-732
papa (al horno), 64
proceso de calentamiento simple, 730
Calidad, 129, 307-309
Calor
antecedentes históricos, 61-62
definición, 60
desechado, 399-400
energía desorganizada, como, 348
específico. *Véase* Calor específico
latente, 116-728
proceso, 578-579
recalentamiento. *Véase* Recalentamiento
sensible, 728
trabajo, comparado con, 63
transferencia de energía, 60-61
Calor corporal, 60
Calor del proceso, 578-579
Calor desechado, 399-400
Calor específico
aluminio, de, 218
c_p, 178-180, 664-665
c_v, 178-180, 664-665
definición, 178
tablas de propiedades, 885-887, 935-937
Calor específico a presión cero, 181, 664
Calor específico a presión constante (c_p), 178-180, 664-665
Calor específico a volumen constante (c_v), 178-180, 664-665
Calor específico de gas ideal, 181, 664
Calor latente, 116, 164
Calor latente de fusión, 116, 164
Calor latente de vaporización, 116, 127
Calor sensible, 728
Calor total, 127
caloría (cal), 7
Caloría, 195
Calórico, 61
Calorímetro
bomba, 194
hielo, 164
Calorímetro de bomba, 194
Calorímetro de hielo, 164
Cámara de evaporación instantánea, 623-625
Cámara de mezclado, 240-241, 386-388
Cambio climático global, 89
Cambio de energía de un sistema, 72

Cambio de la función de Gibbs de estado estándar, 797
Cambios de densidad. *Véase* Flujo compresible
Camiones, 752. *Véase también* Automóvil
Camiseta húmeda, 150
Candela (cd), 5
Cantidad químicamente correcta de aire, 756
Carbohidratos, 194
Carbón, 752
Carbono, 112, 924, 925, 971, 972
Carga
  recipiente rígido, vapor, 248-250
  sistema de almacenamiento de aire comprimido, 463-465
Carga de presión, 24
Carnot, Sadi, 300
Carre, Ferdinand, 632
Carrera de compresión, 495
Carrera de escape, 495
Carrera de expansión, 495
Carro. *Véase* Automóvil
Carro energizado por celdas de combustible de hidrógeno, 782
Carros eléctricos, 91
Carta psicrométrica, 726-727
Casa
  acondicionamiento de aire. *Véase* Aire acondicionado
  calentamiento eléctrico, 245-246
  empañado de las ventanas, 722-723
  humedad, 719-720, 725-726
  vapor de agua, cantidad en el ambiente, 720-721
Cavitación, 558
  cd, 5
Celda de combustible, 780-782
Celda de combustible de hidrógeno y oxígeno, 781
Celda FV, 649
Celdas fotovoltaicas (FV), 649
Celdas solares (FV), 109, 649
Celdas solares fotovoltaicas (FV), 109
Celsius (ºC), 20
Celsius, A., 18
Células musculares, 194
Centi (c), 5
Centina, 281
Central de ciclo combinado de gasificación integrada (IGCC), 317
Central de ciclo combinado Tohoku de 1 090 MW, 584
Central eléctrica de ciclo combinado de vapor y gas, 584-585
Central eléctrica de ciclo combinado de 1 250 MW, 585
Central eléctrica de conversión de energía térmica del océano (OTEC), 317-318
Central eléctrica OTEC, 317-318
Central geotérmica de ciclo binario, 599, 600
Central geotérmica de Stillwater, 599
Central IGCC, 317
Centrales carboeléctricas, 551
Centrales eléctricas de gas natural, 551
Centrales nucleoeléctricas, 551
Cerebro, 193
CFC, 616-618
CFC halogenados, 618
CGPM, 5
Choque, 668
Choque oblicuo, 852-856, 858-859
Choque oblicuo débil, 854
Choque oblicuo fuerte, 854
Choque oblicuo separado, 854, 855
Charles, J., 137
Ciclo
  abierto, 487
  aire estándar, 493
  Brayton, 507-513
  Brayton inverso, 628
  cerrado, 487
  combinado de gas, 487-550. *Véase también* Ciclo de potencia de gas
  combinado de gas y vapor, 583-586
  combinado de potencia de gas y vapor, 585-586
  de Carnot, 299-301, 490-492
  de Carnot inverso, 609-610
  de Otto, 494-499
  de refrigeración y compresión de vapor, 287, 610-616
  de vapor, 487
  definición, 16
  destrucción de exergía, 528
  Diesel, 500-503
  dual, 501
  Ericsson, 503-507
  inferior, 587
  gas, 487
  ideal, 488
  modelo, 370
  potencia, 487, 489. *Véase* también Ciclo de potencia Rankine, 553-557
  potencia de vapor. *Véase* Ciclo de potencia de vapor
  propulsión a chorro, 521-525
  refrigeración. *Véase* Ciclo de refrigeración
  refrigeración en cascada, 620
  refrigeración por gas, 628-631
  reversible, 300
Ciclo abierto, 487
Ciclo binario de vapor, 586-588
Ciclo Brayton, 507-513
Ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento, regeneración, 517-521
Ciclo Brayton con regeneración, 515-516
Ciclo Brayton inverso, 628
Ciclo Brayton regenerativo, 515-516
Ciclo cerrado, 487
Ciclo combinado de gas y vapor, 583-586
Ciclo de aire estándar, 493
Ciclo de Carnot, 299-301, 346, 490-492
Ciclo de Carnot inverso, 301, 609-610
Ciclo de gas, 487
Ciclo de Otto, 494-499, 529-530
Ciclo de Otto ideal, 494-499
Ciclo de potencia, 487, 489
  combinado de gas y vapor, 585-586
  definición, 487
  diagrama *T-s*, 490
  gas, 487-550. *Véase también* Ciclo de potencia del gas
  idealizaciones/simplificaciones, 489
  vapor. *Véase* Ciclo de potencia de vapor
Ciclo de potencia combinado de vapor y gas, 585-586
Ciclo de potencia de vapor, 551-578
  análisis de la segunda ley, 576-578
  ciclo de vapor de Carnot, 552-553
  ciclo Rankine, 553-557
  ciclo Rankine regenerativo ideal, 568-576
  ciclo Rankine ideal con recalentamiento, 564-568
  ciclo Rankine regenerativo ideal con recalentamiento, 574-576
  incrementos de eficiencia, 560-564
  presión del condensador, 560-561
  presión del quemador, 561-564
  real contra idealizado, 557-560
  recalentamiento, 564-568, 574-576
  regeneración, 568-576
  vapor sobrecalentado a altas temperaturas, 561, 562-564
Ciclo de potencia del gas, 487-550
  análisis de la segunda ley, 527-530
  ciclo Brayton, 507-513
  ciclo Brayton con regeneración, 515-516
  ciclo de Carnot, 490-492
  ciclo de Otto, 494-499, 529-530
  ciclo de una turbina de gas, 513-514
  ciclo de una turbina de gas ideal contra otro real, 513-514
  ciclo Diesel, 500-503
  ciclo Ericsson, 503-507
  ciclo Stirling, 503-507
  máquinas reciprocantes, 493-494
  motor de cuatro tiempos, 494-495
  motor de dos tiempos, 495-496
  motor de gasolina, 497, 500
  motor de propulsión a chorro, 521-527
  motor de turbina de gas, 507-511, 521
  suposiciones de aire estándar, 492
  suposiciones de aire frío estándar, 493
Ciclo de profundidad, 587
Ciclo de propulsión a chorro, 521-525
Ciclo de refrigeración, 607-649. *Véase también* Refrigerador
  ciclo de Carnot inverso, 609-610
  ciclo de refrigeración de gas, 628-631
  ideal de compresión de vapor, 610-614
  innovador de compresión de vapor, 620-628
  etapas múltiples, 623-625
  licuefacción de gases, 626-628
  real de compresión de vapor, 610-616
  refrigeración termoeléctrica, 634-636
  refrigerante, 616-618
  sistema de refrigeración por absorción, 631-634
  sistemas de bombeo de calor, 618-620
  sistemas de refrigeración en cascada, 620-623
  sistemas multifuncionales de refrigeración con un solo compresor, 625-626
Ciclo de refrigeración de Carnot, 301
Ciclo de refrigeración de compresión de vapor, 287
  ideal, 610-616
  innovador, 620-628
  real, 614-616
Ciclo de refrigeración de gas, 628-631
Ciclo de refrigeración de gas con regeneración, 630
Ciclo de refrigeración de un gas ideal, 630-631
Ciclo de refrigeración en cascada, 620
Ciclo de turbina de gas con regeneración, 516-517
Ciclo de turbina de gas, 513-514, 583
Ciclo de vapor de Carnot, 552-553
Ciclo de vapor, 487
Ciclo Diesel, 500-503
Ciclo dual, 501
Ciclo Ericsson, 503, 507
Ciclo ideal, 488

Ciclo ideal de refrigeración de compresión de vapor, 610-614
Ciclo modelo, 370
Ciclo Rankine, 553-557. *Véase también* Ciclo de potencia de vapor
Ciclo Rankine con recalentamiento, 564-568, 574-576
Ciclo Rankine ideal, 553-557
Ciclo Rankine ideal con recalentamiento, 564-568
Ciclo Rankine ideal con recalentamiento y regeneración, 574-576
Ciclo Rankine ideal de regeneración ideal, 568-576
Ciclo Rankine regenerativo, 568-576
Ciclo Rankine supercrítico, 562
Ciclo regenerativo de gas, 630
Ciclo regenerativo de una sola etapa, 568
Ciclo reversible, 300
Ciclo Stirling, 503-507
Ciclo Stirling inverso, 628
Ciclo superior, 587
Ciclo termodinámico, 487
Científicos sociales, 468
Circuito termoeléctrico, 634
Clapeyron, E., 659
Clausius, Rudolph, 2, 53, 332-333
Cloruro metílico, 884, 934
Clorofluorocarbonos (CFC), 616-618
Cloroformo, 884, 934
Cloruro, 884, 934
CNG, 752, 753
CO. *Véase* Monóxido de carbono (CO)
CO_2. *Véase* Dióxido de carbono (CO_2)
Coeficiente de expansión volumétrica, 665
Coeficiente de desempeño (COP), 288-289
Coeficiente de Joule-Thomson, 239, 668-669
Coeficiente de transferencia de calor por convección, 93, 94
Coeficiente variable, 146
Cogeneración, 578-583
Cohete, 527
Combustible, 752, 925, 972
Combustible oxigenado, 792
Combustibles alternativos, 573, 752
Combustibles fósiles, 86
Combustibles hidrocarburos, 752
Combustibles hidrocarburos líquidos, 752
Combustión, 753. *Véase también* Reacciones químicas
Combustión completa, 756
Combustión estequiométrica, 756
Combustión incompleta, 756
Combustión teórica, 756
Combustor tubular, 868-869
Comida, 199
Componente de presión, 685
Componente de volumen, 685
Compresibilidad isotérmica, 665
Compresión adiabática reversible, 301
Compresión de etapas múltiples con interenfriador, 367-368, 517
Compresión ideal de dos etapas, 369, 379
Compresión isentrópica, 369, 370
Compresión isotérmica, 170, 369, 370
Compresión isotérmica reversible, 300
Compresión politrópica, 369
  ensamble de un compresor de 1 250 hp, 391
Compresor, 236
  aire comprimido, 236-237
  calor desechado, 399-400
  costo de la electricidad, 392
  eficiencia isentrópica, 375-377
  fugas de aire, 392-395
  motor de alta eficiencia, 395-397
  motor pequeño a toda su capacidad, 397
  parámetros de presión, 398-399
  reducción de costos, 391-400
  uso de aire externo a la entrada, 397-398
  uso de energía, 392
Compuestos orgánicos volátiles (COV), 87
Concentración, 150
Condensador, 554
Condensadores de vapor enfriados por agua, 605
Conducción, 92-93, 447-448
Conducción de calor, 92-93, 447-448
Conductividad térmica, 92, 93
Conferencia General de Pesos y Medidas (CGPM), 5
Congelamiento, 618
Congelamiento al vacío, 118
Conservación de la energía, 255
Conservación de la energía para una pelota oscilante de acero, 77-78
Constante aparente del gas, 682
Constante aparente molar, 682
Constante de Boltzmann, 347
Constante de equilibrio (K_p), 796-801, 806-807, 926
Constante de gas, 137, 682, 884, 934
Constante de Henry, 811, 812
Constante de Stefan-Boltzmann, 94
Constante universal de los gases, 137, 138
Contaminación, 86-91
  aire, 86-87, 91
  contaminación, 87-88
  efecto invernadero, 89-91
  energías renovables, 91
  lluvia ácida, 88-89
  ozono, 87-88
  térmica, 281
Contaminación ambiental. *Véase* Polución
Contaminación del aire, 86-87, 91
Contaminación térmica, 281
Contenido de calor, 127
Conteo calórico, 196-200, 308
Continuo, 12-13
Control de crucero, 532
Convección, 93-94
Convección forzada, 93
Convección libre (natural), 93
Convección natural, 93
Convención formal de signos, 63
COP, 288-289
$COP_{absorción}$, 633
COP_{BC}, 289
COP_R, 288-289
$COP_{rev,\ absorción}$, 633
Cortadora de pasto, 495
Costo, reducción, aire comprimido, 391-400
c_p, 178-180, 664-665
Criptón, 884, 934
Criterio del equilibrio químico, 794-796
Cuadrado termodinámico de Koenig, 680
Cuarto servicio, 391
Cuerpo negro, 94
Cullen, William, 154
Curie, Pierre y Jacques, 29
Curva de saturación de líquido y vapor, 116
c_v, 178-180, 664-665

D

d, 5
da, 5
DaimlerChrysler, 782
Deca (da), 5
Decano, 925, 972
Deci (d), 5
Decremento del principio de energía, 443-444
Deficiencia de aire, 757
Deficiencia porcentual de aire, 757
Densidad, 13
Densidad relativa, 13
Depósito, 281
Depósito de calor, 281
Depósito de desechos peligrosos, 792
Depósito de energía térmica, 281
Derivada, 652
Derivada parcial $[\delta z/\delta x)_y]$, 653, 654
Derivada total (dz), 653, 654
Desaceleración de aire en un difusor, 234-235
Desastre del transbordador espacial Columbia, 851
Descarga de agua de un recipiente, 225-226
Desempeño, 78
Deshumidificación, 732-734
$\Delta E_{sistema}$, 72
$\Delta S_{sistema}$, 378
$(\delta z/\delta x)_y$, 653, 654
Desigualdad de Clausius, 332, 333
Desplazamiento generalizado, 70
Destrucción de exergía. *Véase también* Irreversibilidad
  agudeza de una persona, 467
  ciclo, 528
  conducción de calor, 447-448
  definición, 428
  ecuación, 444
  expansión de vapor, 448-451
  manejo de un gas, 451-453
  mezcla de gases ideales, 692-693
  proceso de ocurrencia natural, 702
  reacciones químicas, 775
  ser humano, 468
  sistemas cerrados, 528
  transferencia de calor de gases, 455-457
Desviación de entalpía, 670
Desviación de entropía, 672
Diagrama de fases, 124-126
Diagrama de Mollier, 345
Diagrama de sombras (onda de choque de recompresión), 856
  diagrama *h-s*, 345
Diagrama *P-T*, 124-126
Diagrama *P-v*, 120-124
Diagrama *T-S*, 344
Diagrama *T-s*, 345, 490
Diagrama *T-v*, 118-120, 121-124
Diagramas de proceso, 16
Diagramas de propiedades, 118-126
  diagrama *P-T*, 124-126
  diagrama *P-v*, 120-124
  diagrama *T-v*, 118-120, 121-124
  entropía, 344-346
  sólidos, 121-124
  superficie *P-v-T*, 125-126
Diagramas entalpía-entropía, 344
Diagramas temperatura-entropía, 344
Diámetro, 493
Diclorodifluorometano (R-12), 884, 934
Diclorofluorometano (R-21), 884, 934

Diesel ligero, 925, 972
Diesel pesado, 925, 972
Diesel, Rudolph, 500
Dieta, 196-200, 308
Dieta sensible, 198
Diferencia de calores específicos de gases ideales, 667
Diferencia de potencial, 65
Diferenciales, 652-656
Diferenciales exactas, 63
Diferenciales inexactas, 63
Difusión del gas hidrógeno en una placa de níquel, 814
Difusor, 233-235
Dígitos significativos, 38
Dimensiones, 3
Dimensiones derivadas, 3
Dimensiones fundamentales, 3
Dimensiones secundarias, 3
Dinámica de fluidos, 823. *Véase también* Flujo compresible
Dióxido de azufre, 884, 934
Dióxido de carbono (CO_2)
  calores específicos de los gases ideales, 885, 935
  constante de gas, 884, 934
  contaminante, como, 89
  entalpía de formación, 924, 971
  entropía absoluta, 924, 971
  función de formación de Gibbs, 924, 971
  masa molar, 884, 934
  propiedades de los gases ideales, 916-917, 964-965
  propiedades de punto crítico, 884, 934
Dióxido sulfúrico (SO_2), 88
Disponibilidad, 424, 425. *Véase también* Exergía
Dispositivo de cilindro y émbolo, 166
Dispositivo de flujo estable, adiabático de una sola corriente, 382
Dispositivo isoentálpico, 239
Dispositivo termoeléctrico, 634
Dispositivos de flujo estable, 233-246
  cámara de mezclado, 240-241
  compresor, 236-237. *Véase también* Compresor
  difusor, 233-235
  eficiencia de la segunda ley, 459-460
  eficiencias isentrópicas, 370-377
  entropía, 382
  flujo en tuberías y ductos, 244-246
  intercambiador de calor, 242
  tobera, 233-236. *Véase también* Tobera
  turbina, 233, 236-238. *Véase también* Turbina
  válvulas de estrangulamiento, 239
Dispositivos de medición de presión, 26-29
Dodecano, 752, 924, 971
Ducto de sección transversal constante con transferencia de calor y/o fricción insignificante, *Véase* Flujo de Rayleigh
Ductos convergente y divergente, 829-830
dz, 653, 654

E

$E = mc^2$, 220
EAUC, 79
Ebullición, 151
Ecuación
  Bernoulli, 363
  Clapeyron, 658-661
  Clapeyron-Clausius, 660
  de Gibbs, 350
  energía de flujo estable, 554
  general de energía, 252-255
  T ds, 350
  Van't Hoff, 806
Ecuación de Bernoulli, 363
Ecuación de Clapeyron, 658-661
Ecuación de Clapeyron-Clausius, 660
Ecuación de energía de flujo estable, 554
Ecuación de estado
  de Beattie-Bridgeman, 145
  de Benedict-Webb-Rubin, 145
  definición, 137
  de gas ideal, 137-138, 684
  de flujo de Rayleigh, 682
  Van der Waals, 144-145
  virial, 145-146
Ecuación de estado de Beattie-Bridgeman, 145
Ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin, 145
Ecuación de estado de gas ideal, 138, 684
Ecuación de estado de Van der Waals, 144-145
Ecuación de estado variable, 145-146
Ecuación de Gibbs, 350
Ecuación de Van't Hoff, 806
Ecuación general de la energía, 252-255
Ecuación *T ds*, 350
$E_{entrada}$, 73
EER, 290
EES, 36-38
Efectividad, 515-516
Efecto fotovoltaico, 649
Efecto invernadero, 89-91
Efecto Peltier, 635
Efecto Seebeck, 634
Eficiencia
  aparato para cocinar, 80-81
  bomba, 83
  calentamiento de agua, 79
  Carnot, 305
  combustión, 79
  de propulsión, 522
  EAUC, 79
  EER, 290
  entrada de potencia al compresor, 374-375
  generador, 80
  generadores térmicos, 635
  isentrópico, 370-377
  isotérmico, 373
  mecánico, 83
  motor, 83
  segunda ley. *Véase* Eficiencia térmica de la segunda ley, 283-284. *Véase también* Eficiencia térmica
  sistema de alumbrado, 80
  total, 80
  turbina, 83
Eficiencia adiabática, 370
Eficiencia anual de utilización de combustible (EAUC), 79
Eficiencia de alumbrado, 80
Eficiencia de Carnot, 305
Eficiencia de combustible, 530-537
Eficiencia de combustión, 79
Eficiencia de energía en aparatos, 81
Eficiencia de la segunda ley, 432-434
  definición, 297
  dispositivos de flujo estable, 459-460
  felicidad, 468
  procesos de separación y mezclado, 703-704
  rango de posibles valores, 703
  ser humano, 468
  vida diaria, 465-469
Eficiencia de la turbina, 83
Eficiencia de preparación, 80-81
Eficiencia de propulsión, 522
Eficiencia de una bomba, 83
Eficiencia del generador, 80, 83
Eficiencia del motor, 83, 396
Eficiencia isotérmica, 373
Eficiencia isentrópica
  ciclo de turbina de gas real contra otra ideal, 513-514
  ciclo real de potencia de vapor contra otro ideal, 558
  compresores y bombas, 373-375
  tobera, 375-377
  turbina, 371-372
Eficiencia mecánica, 83
Eficiencia térmica, 283-284. *Véase también* Eficiencia
  ciclo Brayton, 512, 515
  ciclo Brayton con regeneración, 516
  ciclo de Carnot, 491
  ciclo de Otto, 497
  ciclo de potencia de vapor, 559-560
  ciclo Ericsson, 506
  ciclo Rankine, 555
  definición, 488
  incremento de eficiencia, 491, 560-564
  motor de gasolina, 497
  motor diesel, 501
  planta de potencia combinada de gas y vapor, 584, 585
  regeneración, 507
  turbina de gas GE LM5000, 543
Eficiencia total, 80
Eficiencias de conversión de energía, 78-86
Einstein, Albert, 220
Ejercicio, 196, 197, 199
Elling, Aegidius, 543
Emisividad, 94, 95
Empañamiento de ventanas en una casa, 722-723
Empuje, 521
Empuje aerodinámico, 218
Energía
  calidad de, 307
  cinética, 53-54
  conservación de, 255. *Véase también* Primera ley de la termodinámica
  de giro (*spin*), 55
  desperdicio, 308
  ecuación general de la energía, 252-255
  flujo de Rayleigh, 861
  fluido en movimiento, 227-228
  flujo, 226, 227
  formas dinámicas, 56
  formas estáticas, 56
  formas macroscópicas, 53
  formas microscópicas, 53
  interna. *Véase* Energía interna
  mecánica, 58-59
  no disponible, 427
  nuclear, 55, 56-57
  potencial, 54
  proceso de flujo inestable, 246-252
  química, 55
  sensible, 55
  sistemas de flujo estable, 230-232
  total, 53
  traslacional, 55

verde, 91
viento, 59, 105-106
Energía cinética macroscópica, 56
Energía cinética microscópica, 56
Energía cinética rotacional, 55
Energía cinética vibracional, 55
Energía cinética, 53-54, 56, 425
Energía de convección, 227
Energía de corriente, 437-438
Energía de flujo, 437-438
Energía de giro (*spin*), 55
Energía de transporte, 227
Energía de traslación, 55
Energía del viento, 59, 105
Energía desperdiciada, 308
Energía en sistemas cerrados, 436
Energía en sistemas cerrados (sin flujo), 436
Energía explosiva, 215, 417
Energía física, 466
Energía intelectual, 466
Energía interna
definición, 53
gas de Van der Waals, 665-666
gases ideales, de, 182, 183-184
gases reales, 671
idea física, de, 55-56
latente, 751
líquida, 189
química, 751
relaciones de las propiedades, 661-662
sensible, 751
sólida, 189
temperatura, 666-667
vapor sobrecalentado, de, 133
Energía interna latente, 751
Energía interna sensible, 751
Energía latente, 55
Energía libre de Gibbs, 697
Energía macroscópica, 53
Energía mecánica, 58-59
Energía mecánica rotativa, 83
Energía microscópica, 53
Energía no disponible, 427
Energía nuclear, 55, 56-57
Energía potencial, 54, 425
Energía química, 55
Energía química interna, 751
Energía recuperada, 434
Energía renovable, 91
Energía sensible, 55
Energía sin flujo, 436
Energía térmica, 56
Energía termomecánica, 435
Energía total, 53
Energía verde, 91
Enfriador de pantano, 734, 735
Enfriador evaporativo, 151, 734
Enfriador por absorción, 633
Enfriadores por vía húmeda, 151
Enfriamiento
bebidas en lata; refrigerador termoeléctrico, 636
bloque de hierro; agua, 191
bloque de hierro; irreversibilidad, 429-431
central eléctrica; torre de enfriamiento, 738-739
deshumidificación, 732-734
evaporativo, 734-735
fluido caliente-recipiente, 74-75
flujo de Rayleigh, 863
mezcla de gases no ideales, 694-697
proceso de enfriamiento simple, 730
refrigerante 134a; agua, 242-44
seco, 554
torre de enfriamiento húmeda, 737-739
Enfriamiento al vacío, 117-118
Enfriamiento evaporativo, 734-735
Enlaces intermoleculares, 112
Entalpía
aire atmosférico, 720
componente químico en estado especificado, 766
de estancamiento, 824
energía cinética (proceso de estancamiento), 825
específica, 127
estática, 824
gas ideal, 182
gases reales, 670-671
gráfica de desviación de entalpía generalizada, 927
líquido comprimido, 190
líquidos, 189-190
mezclado, 698
olla de presión, 251
oxígeno a presiones altas, 673-674
proceso de combustión, 807
relaciones de propiedades, 662-663
sistemas reactivos, 763
sólidos, 189-190
tablas de propiedades, 924, 971
Entalpía de combustión, 763, 924, 971
Entalpía de estancamiento, 824
Entalpía de fusión, 164
Entalpía de mezclado, 698
Entalpía de reacción, 763, 807
Entalpía de vaporización, 127
Entalpía específica, 127
Entalpía estática, 824
Entalpía total, 824
Entrada de potencia al compresor, 374-375
Entrada de trabajo
compresión ideal de dos etapas, 369, 370
compresión isentrópica, 369, 370
compresión isotérmica, 369, 370
compresión politrópica, 369
compresor de una etapa, 517
gas, 364-365
interenfriamiento con compresor de dos etapas, 517
líquido, 364
proceso de separación reversible, 702
proceso reversible, 365-366
ventilador, 730
Entrada de trabajo al ventilador, 730
Entrada neta de calor, 174
Entrenamiento, 466
Entropía, 331-422
absoluta, 347, 774, 924, 971
balance, 377-380
bloque caliente arrojado a un lago, 385-386
cámara de mezclado, 386-388
choque, 848
definición, 333-334
desorden molecular, como, 346
diagramas de propiedades, 344-346
dispositivo de flujo estable, adiabático y de una sola corriente, 382
eficiencia isentrópica, 370-377
flujo de Rayleigh, 861-862
flujo másico, 379
gas ideal, 354-361
gases reales, 671-673
gráfica de desviación de entropía generalizada, 927
incremento en el principio de entropía, 335-337
línea de Fanno, 849-850
líquido, 351-354
mezclado, 698, 701
oxígeno a altas presiones, 673-674
pared, 382-383
proceso a presión constante, 342-343
proceso de estrangulamiento, 383-384
proceso isentrópico, 343-344
proceso isotérmico, 334-335
puntos de interés, 337-338
recipiente, sustancia en, 341
relaciones de propiedades, 662-663
relaciones $T\,ds$, 350-351
S_{gen}, 380
sistema, 378
sistemas cerrados, 381
sistemas reactivos, 773-775
sólido, 351-354
sustancias puras, 339-343
trabajo de flujo estable reversible, 362-366
trabajo del compresor, 366-370
transferencia de calor, 338-339, 378-379, 388-390
vida diaria, 348-350
volúmenes de control, 381-382
ΔS entre dos estados específicos, 334
$\Delta S_{sistema}$, 378
Entropía absoluta, 347, 774, 924, 971
Entropía de mezclado, 698, 701
Enunciado de Clausius, 292-293
atm, 22, 30
Enunciado de estado, 14, 652
Enunciado de Kelvin-Planck, 297, 292-293
Eptano, 925, 972
Equilibrio
de fase, 14, 794-796. *Véase también* Equilibrio químico y de fase
de gases inertes, 803-804
definición, 14
mecánico, 14
químico, 14, 794-796. *Véase también* Equilibrio químico y de fase
reacciones simultáneas, 804-806
temperatura específica, 801-802
térmico, 14, 7
Equilibrio de fases, 14, 150, 808-815
Equilibrio mecánico, 14
Equilibrio químico y de fase, 793-822
aire disuelto en agua, 814
composición de equilibrio; temperatura específica, 801-802
composición de las diferentes fases de una mezcla, 815
constante de equilibrio (K_p), 796-801, 806-807
criterio para el equilibrio térmico, 794-796
difusión del gas hidrógeno en una placa de níquel, 814
ecuación de Van't Hoff, 806
entalpía de reacción de un proceso de combustión, 807
equilibrio de fases, 808-815
fracción molar, 810-813
gases inertes; composición de equilibrio, 803-804
ley de Henry, 811
ley de Raoult, 812
reacciones simultáneas, 804-806

regla de las fases, 809
temperatura de disociación del hidrógeno, 798-799
Equilibrio térmico, 14, 17
Equilibrio químico, 14
E_{salida}, 73
Escala centígrada, 18
Escala de Celsius, 18, 20
Escala de dos puntos, 18
Escala de Kelvin, 18, 19, 304
Escala de temperatura absoluta de gas, 19
Escala de temperatura de los gases ideales, 18
Escala de temperatura termodinámica, 18, 303-305
Escala Fahrenheit, 18
Escala Internacional de Temperaturas de 1990 (ITS-90), 20
Escala Rankine, 18, 19
Escalas de temperatura, 17-20
Esfuerzo normal, 22, 68
Estado, 14
Estado de estancamiento isentrópico, 825
Estado de referencia, 135
Estado de referencia estándar, 762
Estado metaestable, 164
Estado muerto, 424
Estanque de rocío, 738
Estanque solar, 32, 325
Estanque solar de gradiente salino, 32
Etano, 884, 885, 924, 925, 934, 935, 971, 972
Etanol, 752, 753, 925, 972
Etapa de potencia, 495
Etapa de suministro, 495
Éter etílico, 617
Etileno, 884, 885, 924, 934, 935, 971
Evaporación, 151
cambio de energía/volumen, 128-129
descenso de temperatura en el lago, 152
efecto de enfriamiento en el agua, 150, 152
fracción molar, 813
Exano, 884, 925, 934, 972
Exergía, 423-485. *Véase también* Balance de exergía
agudeza, 467
bomba de calor, 434
de masa, 442-443
definición, 425
disminución del principio de exergía, 443-444
eficiencia de la segunda ley. *Véase* Eficiencia de la segunda ley
energía cinética, 425
energía potencial, 425
expresión poética, 468
física, 466
flujo, 437-438
horno, 427
intelectual, 466
máquina térmica, 434
mecanismos de transferencia de exergía, 440-443, 445
persona en la vida diaria, 466
proceso de compresión, 439-440
recuperada, 434
refrigerador, 434
sin flujo, 436
trabajo, 442
trabajo perdido. *Véase* Destrucción de exergía; Irreversibilidad
transferencia de calor, 440-442
Expansibilidad volumétrica, 665
Expansión adiabática reversible, 300
Expansión de etapas múltiples con recalentamiento, 517
Expansión de vapor, 448-451
Expansión isotérmica reversible, 300
Expansión no restringida de agua, 176-178
Expansión no restringida de gases, 298
Exponente de expansión isentrópica, 679
Exponente politrópico, 171

F

Factor de compresibilidad (Z), 139-141, 686
Factor de desviación de entalpía, 671
Factor de desviación de entropía, 672
Factor de enfriamiento del viento, 729
Factor de reducción de potencia, 397
Factor de utilización, 579
Fahrenheit, G., 18
Felicidad, 468
Fermi, Enrico, 56
Fisión del uranio, 57
Flota naval, 509
Fluido de trabajo, 282
Fluido en movimiento, 227-228
Flujo adiabático reversible, 860
Flujo, cambios de densidad. *Véase* Flujo compresible
Flujo compresible, 823-881
ductos convergente y divergente; flujo de gas, 829-830
flujo de Rayleigh, 860-869. *Véase también* Flujo de Rayleigh
flujo isentrópico a través de toberas, 836-845
flujo isentrópico unidimensional, 829-836
línea de Fanno, 846, 849-850
línea de Rayleigh, 846
número de Mach (Ma), 828-829, 858
ondas de choque. *Véase* Ondas de choque
ondas de expansión Prandtl-Meyer, 856-857, 859-860
presión de retorno, 836-844
propiedades de estancamiento, 824-827
relaciones de propiedad; flujo isentrópico de un gas ideal, 834-836
temperatura/presión crítica; flujo de gas, 836
tobera convergente, 836-841
toberas convergente y divergente. *Véase* Toberas convergente y divergente
tobera de gas, 869-872
velocidad de flujo contra área de flujo, 832-834
velocidad del sonido, 827-828
Flujo comprimido, 856
Flujo de calor, 60
Flujo de choque, 837
Flujo de choque de Rayleigh, 867
Flujo de energía, 58, 226, 227, 438
Flujo de Rayleigh, 860-869
calentamiento, 863
cambio de entropía, 861-862
choques, 867
combustor tubular, 868-869
ecuación de energía, 861
ecuación de estado, 862
ecuación de la cantidad de movimiento, eje x, 861
ecuación de masa, 861
enfriamiento, 863
línea de Rayleigh, 862, 864-865
relaciones de propiedades, 866-867
tablas de propiedades, 932
transferencia de calor contra velocidad de flujo, 865
Flujo de trabajo, 58, 226-227, 254
Flujo en un ducto, 244-246
Flujo expansivo, 856
Flujo hipersónico, 829
Flujo isentrópico
gases ideales, 834-836
toberas, a través de, 836-845
unidimensionales, 829-836, 930
Flujo isentrópico unidimensional, 829-836, 930
Flujo másico, 54, 73, 220-223, 379, 442-443
Flujo másico diferencial, 222
Flujo másico neto, 223
Flujo sónico, 829
Flujo subsónico, 829
Flujo subsónico aguas abajo, 855
Flujo supersónico, 829
Flujo supersónico aguas abajo, 855
Flujo transónico, 829
Flujo volumétrico, 54, 221
Flujos incompresibles, 224
Foco fluorescente compacto, 80
Foco incandescente, 80
Ford Motor Company, 507
Formaldehído, 86
Formas de energía dinámica, 56
Formas de energía estática, 56
Fowler, R. H., 17
Fracción de presión, 685
Fracción molar, 682, 810-813
Fracción volumétrica, 685
Freón, 617
Fricción, 297
Fricción de rodamiento, 218
Fricción del fluido, 557
Frontera, 10, 11
Frontera en movimiento, 11
Frontera fija, 11
Frontera imaginaria, 11
Frontera real, 11
Fuente, 281
Fuente de enfriamiento, 738
Fuerza, 6
Fuerza controladora, 150
Fuerza de gravedad, 7
Fuerza generalizada, 69
Fuerza viva, 61
Fugas de aire, 392-395
Función de formación de Gibbs, 775, 924, 971
Función de Gibbs, 657, 775, 795, 797
Función de Helmhotz, 657
Función de Prandtl-Meyer, 857
Función específica de Gibbs (g), 697
Funciones de trayectoria, 63
Funciones puntuales, 63
Fusión del hidrógeno, 57

G

g, 24, 697
G, 5
Garganta, 831, 832
Gas, 113, 137
calentamiento de, calentador de resistencia, 186
calentamiento de, por manejo, 184-185
calentamiento eléctrico; presión constante, 174-176
calentamiento; presión constante, 187-188
entrada de trabajo al compresor, 364-365

expansión de, contra un resorte, 171-173
expansión sin restricciones, 298
ideal. *Véase* Gas ideal
inerte, 803-804
licuefacción de, 626-628
manejo de, 451-453
mezclas. *Véase* Mezclas de gases
monoatómico, 182
real, 670-673
solidificación de, 628
trabajo de una rueda de paleta, 348
transferencia de calor de, 455-457
vapor de agua. *Véase* Vapor de agua
vapor saturado, 114, 127-129
vapor sobrecalentado, 115, 132-133
Gas ideal, 137, 138
cambios de energía interna, 182, 183-184
cambios de entalpía, 182
cambios de entropía, 354-361
coeficiente Joule-Thomson, 669
compresión isentrópica, 361
compresión isotérmica, 170
diferencia de calor específico, 667
flujo isentrópico, 834-836
flujo isentrópico unidimensional, 930
funciones de choque normal, 931
funciones de flujo de Rayleigh, 932
procesos isentrópicos, 358-361
propiedades. *Véase* Propiedades de gas ideal
relaciones de calor específico, 182-183
Gas licuado de petróleo (LPG), 752, 753
Gas natural, 925, 972
Gas natural comprimido (CNG), 752, 753
Gases de invernadero, 90
Gases inertes, composición de equilibrio, 803-804
Gases monoatómicos, 182
Gases reales, 670-673
Gasolina, 497, 532, 753, 925, 972
Gasolina con plomo, 497
Gasolina reformulada (RFG), 88
Gay-Lussac, J., 137
Generación de entropía, 336, 382-383
Generación de potencia con turbina de vapor, 237-238
Generación de potencia eléctrica, 509
Generador de vapor, 554
Generador magnetohidrodinámico (MHD), 792
Generador MHD, 792
Generador termoeléctrico, 635
Generador termoeléctrico basado en silicio y germanio, 635
General Electric, 511
General Motors Corporation, 507
Giga (G), 5
Globo aerostático, 161-162
Globo de aire caliente, 161-162
gmol, 138
Golpeteo del motor, 497
Gorrie, John, 648
Gráfica de compresibilidad, 908
Gráfica de compresibilidad generalizada Nelson-Obert, 908
Gráfica de desviación de entalpía, 927
Gráfica de desviación de entropía, 927
Gráfica de Mollier, 127
Gráfica generalizada de compresibilidad, 142, 144
Gráfica generalizada de desviación de la entalpía, 671, 927
Gráfica generalizada de desviación de la entropía, 672, 927
Gráficas generalizadas, 142-144
Gráficas y tablas de propiedades
agua líquida comprimida, 898, 948
agua saturada; tabla de presiones, 892-893, 942-943
agua saturada; tabla de temperaturas, 890-891, 940-941
agua sobrecalentada, 894-897, 944-947
aire, 910-911, 958-959
alimentos, 889, 939
atmósfera a gran altitud, 909, 957
calores específicos de gases ideales, 885-887, 935-937
combustibles, 925, 972
constante de equilibrio (K_p), 926
constante de gases, 884, 934
diagrama de agua de Mollier, 901, 951
diagrama de agua *T-s*, 900, 950
diagrama *P-h*; refrigerante 134a, 907, 956
dióxido de carbono, 916-917, 964-965
entalpía de formación, 924, 971
entropía absoluta, 924, 971
flujo isentrópico unidimensional, 930
función de formación de Gibbs, 924, 971
funciones de choque normal, 931
funciones de flujo de Rayleigh, 932
gráfica generalizada de compresibilidad de Nelson-Obert, 908
gráfica generalizada de desviación de entalpía, 927
gráfica generalizada de desviación de entropía, 927
hidrocarburos, 925, 972
hidrógeno, 920, 968
hidroxilo, 923
hielo saturado; vapor de agua, 899, 949
líquidos, 888, 938
masa molar, 884, 934
monóxido de carbono, 918-919, 966-967
nitrógeno, 912-913, 960-961
oxígeno, 914-915, 962-963
oxígeno monoatómico, 923
propiedades de punto crítico, 884, 934
refrigerante 134a saturado; tabla de presiones, 904, 953
refrigerante 134a saturado; tabla de temperaturas, 902-903, 952
refrigerante 134a sobrecalentado, 905-906, 954-955
sólidos, 889, 939
unidades inglesas, 933-973
unidades SI, 883-932
vapor de agua, 921-922, 696-970
Gramo-mol (gmol), 138
Grasa del cuerpo humano, 195
Grasas, 194
Grasas de origen animal, 194
Gravedad específica, 13, 14
Groves, William, 781
Guericke, Otto van, 391

H

h, 5
Hábitos de manejo, 534-536
HC (hidrocarburo), 87, 925, 972
Hecto (h), 5
Helio, 112, 182, 627, 884, 885, 934, 935
h_{fg}, 127
HHV, 79, 764
Hidrocarburo (HC), 87, 925, 972
Hidrógeno (H_2) calores específicos de gas ideal, 885, 935
constante del gas, 884, 934
entalpía de formación, 924, 971
función de formación de Gibbs, 924, 971
masa molar, 884, 934
propiedades, 925, 972
propiedades de gas ideal, 920, 968
propiedades de punto crítico, 884, 934
temperatura absoluta, 924, 971
temperatura crítica, 627
temperatura de disociación, 798-799
Hidroxilo, 923, 924, 971
Hielo, 112
Hielo saturado y vapor de agua, 899, 949
Hígado, 193
Hilsch, Rudolph, 646
Homogeneidad dimensional, 8
Horno
calentamiento, transferencia de calor por, 65
calentamiento, transferencia de trabajo por, 64-65
convección, 81
papa, 64
Horno industrial, 281
Horno, transferencia de energía, 427
Hornos de convección, 81
HPS, 782
Hugoniot, Pierre Henry, 845
Humanidad. *Véase* Ser humano
Humedad, 719-720, 725-726. *Véase también* Deshumidificación; Humidificación
Humedad absoluta, 719
Humedad específica, 719, 720, 725-726
Humedad relativa, 149, 719, 720, 729-726
Humidificación, 731-732

I

IMC, 198
Incapacidades, gente con, 468
Inconsistencias de las unidades, 8
Incremento osmótico, 705
Índice de eficiencia de la energía (EER), 290
Índice de masa corporal (IMC), 198
Ingeniero, 468
Instrucción, 466
Intensidad de campo magnético, 70
Interacción de energía, 56, 73, 174
Interacciones de trabajo en cuasiequilibrio, 362
Intercambiador de calor, 242
Intercambiador de calor de tubo doble, 242
Intercambiador de calor de tubo y coraza, 242
Intercambiadores de calor de contacto directo, 242
Interenfriador, 367
Interenfriamiento, 517
Inyección de vapor, 550
Irreversibilidad, 296-297. *Véase también* Destrucción de exergía
ciclo de potencia de vapor, 559-560
definición, 428
enfriado de un bloque de acero, 429-431
fricción de fluido, 557
máquina de calor, 429
pérdida de calor, 557
i*so*-, 16
Isopentano, 925, 972
ITS-90, 20

J

"John Gorrie: pionero del enfriamiento y la producción de hielo", 648
Joule, James P., 62, 180

K

K, 18
k, 5
Kay, W.B., 686
Kelly, J. W., 295
Kelvin (K), 18
Kelvin, Lord, 2, 18, 53, 304
kg, 5
kgf, 6
kgf/cm^2, 22
kgmol, 138
Kilo (k), 5
Kilocaloría, 195
Kilogramo (kg), 5
Kilogramo fuerza (kgf), 6
Kilogramo fuerza por centímetro cuadrado (kgf/cm^2), 22
Kilogramo mol (kgmol), 138
Kilopascal (kPa), 22
kJ/kg · ºC, 180
kJ/kmol · K, 180
kJ/s, 62
K_p, 796-801, 806-807, 926
kPa, 22
kW, 62

L

Lámparas de descarga de alta intensidad llenas de sodio, 80
Lámparas fluorescentes, 77
Lapace, Pierre, 845
Laval, Carl G. B. de, 832
Lavoisier, Antoine, 61
lbf, 6
lbf/pulg^2, 22
Ley cero de la termodinámica, 17
Ley de enfriamiento de Newton, 93
Ley de Fourier, 92
Ley de Gibbs-Dalton, 690
Ley de Henry, 811
Ley de las presiones aditivas de Dalton, 684
Ley de Pascal, 25
Ley de los volúmenes aditivos de Amagat, 684
Ley de radiación de Kirchhoff, 95
Ley de radiación de Planck, 20
Ley de Raoult, 812
Ley de Stefan-Boltzmann, 94
LHV, 79, 764
Libra fuerza (lbf), 6
Libra fuerza por pulgada cuadrada (lbf/pulg^2), 22
Licuefacción de gases, 626-628
Línea de Fanno, 846, 849-850
Línea de inversión, 668
Línea de líquido saturado, 120
Línea de Rayleigh, 846, 862, 864-865
Línea de saturación, 726
Línea de vapor saturado, 120
Línea de Wilson, 870
Línea triple, 123
Líquido, 113
  cambios de energía interna, 189
  cambios de entalpía, 189-190
  cambios de entropía, 351-354
  comprimido, 114, 133-134
  entrada de trabajo al compresor, 364
  propiedades, 888, 938
  saturado, 114, 127-129
  soluciones líquidas diluidas, 701
Líquido comprimido, 114, 133-134
Líquido saturado, 114, 127-129
Líquido subenfriado, 114
Llantas, 532, 533-534
Llantas radiales, 532
Lluvia ácida, 88-89
LPG, 752, 753
Luces en un salón, costo de, 76-77

M

m, 5
M, 5, 138
Ma, 828-829, 858
Mach, Ernst, 828
Magnitud del campo eléctrico, 70
Manejo en autopista, 535
Mann, William, 391
Manómetro, 26-28
Manómetro de varios fluidos, 28, 37-38
Mantenimiento de rutina, 536-537
Máquina térmica, 282-287, 429, 434, 488
Máquina de Ericsson de flujo estable, 505
Máquina de movimiento perpetuo, 293-295
Máquina de movimiento perpetuo de primera clase (MMP1), 293
Máquina de movimiento perpetuo de segunda clase (MMP2), 293
Máquina térmica de Carnot, 305-309
Masa, 7
Masa de aire en un cuarto, 139
Masa de control, 10
Masa molar, 682, 884, 934
Masa molar (M), 138
Masa molar promedio, 682
Mayer, J. R., 665
Mecanismo de pedales, 280
Medidor de presión, 22
Medio ambiente, 424, 425
Mega (M), 5
Megapascal (MPa), 22
Mercurio, 715
Metabolismo, 193
Metano, 752, 780, 884, 885, 924, 925, 934, 935, 971, 972
Metano líquido, 351-353
Metanol, 752, 753, 925, 972
Método intuitivo, 63
Metro (m), 5
Mezcla
  composición de diferentes frases, 815
  constante de equilibrio; mezclas de gases ideales, 796-801
  desalinización, 704-707
  eficiencia de la segunda ley, 703-704
  entalpía de mezclado, 698, 701
  equilibrio de fase; mezcla saturada, 809
  gas, 681-715. *Véase también* Mezclas de gases
  gas y vapor, 771-750. *Véase también* Mezclas de gas y vapor
  ideal, 699-700
  mezcla saturada de líquido y vapor, 114, 129-132
  mezclado adiabático de corrientes de aire, 735-737
  mezclado de aire acondicionado con aire del exterior, 736-737
  mezclado de corrientes de fluidos, 462-463
  potencial químico, 698
  proceso de mezclado reversible, 703
  procesos de separación, 701-704
  procesos generales de mezclado, 697-699
  vapores de hidrógeno, 792
Mezcla de aire, agua y vapor, 717
Mezcla de gas no reactiva, 681, 708. *Véase también* Mezclas de gases
Mezcla de vapor y líquido saturado, 114, 129-132
Mezcla ideal, 699-701
Mezclado adiabático de corrientes de aire, 735-737
Mezclado de un gas, 451-453
Mezclas de gases, 681-715, *Véase también* Mezcla
  composición, 682-684
  fracción másica, 682
  fracción molar, 682
  ley de Amagat de los volúmenes aditivos, 684
  ley de Dalton de las presiones aditivas, 684
  ley de Gibbs-Dalton, 690
  masa molar, 682
  propiedades, 689-697
  propiedades extensivas, 689
  propiedades intensivas, 689
Mezclas gas-vapor, 717-750. *Véase también* Mezcla
  acondicionamiento de aire. *Véase* Aire acondicionado
  aire atmosférico, 718, 720
  aire seco, 718
  bienestar humano, 727-729
  carta psicrométrica, 726-727
  empañamiento de ventanas en una casa, 722-723
  humedad específica, 719, 720, 725-726
  humedad relativa, 719, 720, 725-726
  temperatura de bulbo húmedo, 724-725
  temperatura de bulbo seco, 720
  temperatura de punto de rocío, 721-722
  temperatura de saturación adiabática, 723-724
  vapor de agua, cantidad en el aire, 720-721
Micro (μ), 5
Mili (m), 5
MMP1, 293
MMP2, 293
Modelado, 488
Mol (mol), 5
mol, 5
Molécula, 2, 112-113
Mollier, Richard, 127, 345
Momento del dipolo magnético, 70
Monóxido de carbono (CO)
  calores específicos de gases ideales, 885, 935
  constante de gas, 884, 934
  contaminante, como, 87, 88
  entalpía de formación, 924, 971
  entropía absoluta, 924, 971
  función de formación de Gibbs, 924, 971
  masa molar, 884, 934
  propiedades, 925, 972
  propiedades de gases ideales, 918, 919, 966-967
  propiedades de punto crítico, 884, 934
Motocicletas, 495

Motor
automóvil, 489
estatorreactor (*ramjet*), 527
calor. *Véase* Máquina térmica
cohete, 842
combustión externa, 507
cuatro tiempos, 494-495
de combustión interna, 492
de dos tiempos, 495
definición, 487
diesel, 500-501
ECH, 494
ECOM, 494
Ericsson, 503-507
gasolina, 497, 500
reciprocante, 493-494
Stirling, 503-507
superestatorreactor (*scramjet*), 527
turbina de gas, 507-511
turbohélice (*turboprop*), 526
turborreactor (*turbojet*), 521-525
turboventilador (*turbofan*), 525-526
Motor de alta eficiencia, 85-86, 395-397
Motor a chorro, 527
Motor de cuatro tiempos por encendido de chispa, 494
Motor de cuatro tiempos, 494-495
Motor de dos tiempos, 495-496
Motor de cohete, 842
Motor de estatorreactor (*ramjet*), 527
Motor de turbina de gas de ciclo abierto, 508
Motor de gasolina, 497, 500
Motor de propulsión a chorro, 521-527, 824
Motor de turbina de gas, 507-511, 521
Motor de turbina de gas con regenerador, 515
Motor de turbina de gas de ciclo cerrado, 508
Motor de turbohélice (*turboprop*), 526
Motor de turborreactor (*turbojet*), 521-525
Motor de turboventilador (*turbofan*), 525-526
Motor diesel, 500-501, 531
Motor pulsante hidroneumático, 295
Motores de combustión externa, 507
Motores de combustión interna, 492
Motores de encendido por compresión (ECOM), 494
Motores de encendido por chispa (ECH), 494
Motores ECH, 494
Motores ECOM, 494
Motores reciprocantes, 493-494
Movimiento de aire, 729
MPa, 22

N

N · m, 7
n, 5
N, 6
N/m^2, 21
Nano (n), 5
Nave espacial Voyager, 635
NECAR IV, 782
Necesidad calórica diaria, 195
Neón, 182, 884, 885, 934, 935
Newcomen, Thomas, 2
newton (N), 6
Newton, Sir Isaac, 5
newton metro (N · m), 7
Newtons por metro cuadrado (N/m^2), 21
Niños, 467
Nitrógeno, 117, 627, 884, 885, 912-913, 924, 934, 935, 960-961, 971
Nitrógeno líquido, 117
Normalización, 141
Número de Mach (Ma), 828-829, 858
Número de octano, 497, 532
Nutrición, 194-198, 889, 939

O

O_3, 87, 88
Ociosidad, 533, 535
Octano, 752, 885, 924, 925, 935, 971, 972
Olla de presión, 48, 250
Onda arqueada, 854, 855
Onda de choque, 849
Onda de Mach, 856
Ondas de choque
recompresión, 856
choques normales, 845-851, 931
choques oblicuos, 852-856, 858-859
toberas convergente y divergente, 850-851
Ondas de expansión, 856-857, 859-860
Ondas de choques normales, 845-851, 931
Ondas expansivas Prandtl-Meyer, 856-857, 859-860
OP-16, 511
Otto, Nikolaus A., 494
Óxido nitroso (N_2O), 884, 934
Óxidos de nitrógeno (NO_x), 87
Oxígeno (O_2), 885, 935
calor específico de los gases ideales, 885, 935
constante del gas, 884, 934
entalpía de formación, 924, 971
entropía absoluta, 924, 971
función de formación de Gibbs, 924, 971
gas molar, 884, 934
oxidante, como, 753
propiedades de gases ideales, 914-914, 962-963
propiedades de punto crítico, 884, 934
Oxígeno a altas presiones, 673-674
Oxígeno monoatómico, 923
Ozono, 87-88
Ozono (O_3) a nivel de tierra, 87, 88

P

p, 5
Pa, 21
Papas libres de grasa, 199-200
Papin, Denis, 391
Paquete de hielo, 118
Paquetes de software, 35-38
Paquetes de software para ingeniería, 35-38
Pascal (Pa), 21
Pascal, Blaise, 25
P_{atm}, 30
Peltier, Jean Charles Athanase, 635
1-Penteno, 925-972
Pérdida de calor, 557
Perkins, Jacob, 612
Permeabilidad, 813
Peróxido de hidrógeno, 924, 971
Persona. *Véase* Ser humano
Persona con incapacidades, 468
Peso, 7
Peso específico, 7, 14
Peso molecular, 138
Phillips Research Laboratories, 507
Pico (p), 5
Planta de cogeneración, 579-583
Planta de cogeneración ideal, 579-583
Planta de separación, 697
Planta termoeléctrica (central eléctrica de vapor), 282, 551
PME, 493
PMI, 493
PMS, 493
Poder calorífico, 79, 764
Poder calorífico superior (PCS o HHV), 79, 764
Poder calorífico de combustible, 79
Poder calorífico de gasolina, 79
Poder (valor) calorífico inferior (VCI o LHV), 79, 764
Polarización del medio, 70
Porcentaje de exceso de aire, 757
Potencia, 62
Potencia de propulsión, 522
Potencia eléctrica, 65
Potencia nuclear, 56
Potencia útil de bombeo, 83
Potencial químico, 698, 795
Precalentamiento, 400
Preparación de alimentos
eficiencia, 80-81
horno. *Véase* Horno
olla de presión, 250-252
rango, 82
Presión
absoluta, 22, 23
atmosférica, 29-31
caldera, 561-564
componente, 685
condensador, 560-561
crítica, 119
definición, 21
estancamiento, 825
gas, 147-148
gráficas generalizadas, 143-144
hidrostática, 32-33
ley de Dalton, 684
líquido saturado; recipiente, 128
medidor, 22, 23
osmótica, 705
parcial, 685
profundidad, 23-26
PME, 493
pseudocrítica, 686
reducida, 141
saturación, 115-118
punto triple, 123
unidad de medida, 21
vacío, 22, 23
vapor, 149, 718
trabajo realizado por fuerzas de presión, 253-255
Presión absoluta, 22, 23
Presión al vacío, 22, 23
Presión atmosférica, 29-31
Presión atmosférica estándar (P_{atm}), 30
Presión barométrica, 29
Presión crítica, 119
Presión de estancamiento, 825
Presión manométrica, 22, 23
Presión de quemador, 561-564
Presión de saturación (P_{sat}), 115-118
Presión de vapor, 149, 718
Presión del condensador, 560-561
Presión del gas, 147-148
Presión del punto triple, 123
Presión hidrostática, 32-33

Presión inversa, 836-844
Presión media efectiva (PME), 493
Presión osmótica, 705
Presión parcial, 149, 685
Presión reducida, 141
Presión relativa, 359
Presión sanguínea, 43
Primer principio de Carnot, 302-303
Primera ley de la termodinámica. *Véase también* Análisis de la primera ley
  enunciado de la ley, 70
  experimentos, 175, 176, 218
  principio de la conservación de la energía, 71-72
  prueba, 174
  sistemas cerrados, 174
Primera relación isentrópica, 358
Principio de conservación de la masa, 222-223, 754
Principio de conservación de la energía, 71-72. *Véase también* Primera ley de la termodinámica
Principio de estados correspondientes, 141
Principio de incremento de la entropía, 335-337
Principios de Carnot, 302-303
Probabilidad termodinámica, 347
Problemas experimentales
  calor específico del aluminio, 218
  calorímetro de bisagra de cobre, 218
  calorímetro eléctrico, 218
  cojinete de fricción, 218
  densidad del agua en función de la temperatura, 50
  enfriamiento transitorio, 218
  entalpía de fusión del agua, 164
  expansión politrópica del aire, 218
  frenos de bicicleta, 218
  aplastamiento de plomo, 218
  primera ley de la termodinámica, 218
Proceso
  adiabático, 61
  adición de calor, 490
  de saturación adiabática, 723
  definición, 15
  desalinización, 704-707
  disociación, 798
  en cuasiequilibrio, 15
  fase; cambio, 113-126
  flujo estable, 247
  flujo estable. *Véase* Proceso/sistema de flujo estable
  flujo inestable, 246-252
  irreversible, 299
  isentrópico, 343
  isobárico, 16
  isométrico, 16
  isotérmico, 16
  mezclado reversible, 703
  politrópico, 171
  rechazo de calor, 490
  reversible, 296-299, 365-366
  sin cuasiequilibrio, 15, 16
Proceso adiabático, 61
Proceso adiabático reversible, 343
Proceso cuasiestático, 15, 166
Proceso de adición de calor, 490
Proceso de cuasiequilibrio, 15, 166
Proceso de desalinización, 704-707
Proceso de difusión, 150
Proceso de disociación, 798
Proceso de flujo inestable, 246-252
Proceso de flujo transitorio, 246
Proceso de flujo uniforme, 247
Proceso de mezclado reversible, 703
Proceso de rechazo del calor, 490
Proceso de saturación adiabático, 723
Proceso de separación, 701-704
Proceso de estrangulamiento, 383, 384
Proceso general de mezclado, 697-699
Proceso internamente reversible, 298-299
Proceso irreversible, 296
Proceso isentrópico, 370
Proceso isobárico, 16
Proceso isocórico, 16
Proceso isométrico, 16
Proceso isotérmico, 16, 334-335
Proceso isotérmico internamente reversible, 345
Proceso perfecto, 431
Proceso politrópico, 171
Proceso reversible, 296-299, 702
Proceso sin cuasiequilibrio, 15, 16
Proceso totalmente reversible, 299
Proceso / sistema de flujo estable
  análisis de energía, 230-232
  balance de energía, 458-459
  balance de masa, 223-224
  definición, 16
Procesos externamente reversibles, 299
Procesos isentrópicos de gases ideales, 358-361
Productos, 754
Programa de cómputo (EES), 36-38
Propano, 752, 884, 885, 924, 925, 934, 935, 971, 972
Propano líquido, 163
Propiedades
  críticas, 835
  definición, 12
  diagramas. *Véase* Diagramas de propiedades
  específico, 12
  estancamiento, 824-827
  extensivas, 12, 689
  fracción molar, 698
  gas ideal. *Véase* Propiedades de gas ideal
  independientes, 15
  intensivas, 12, 689
  líquido metano, de, 352
  líquido saturado y mezcla de vapor de, 131-132
  mezcla de gases, de, 689-697
  notación; barra sobre el símbolo, 138
  relaciones termodinámicas. *Véase* Relaciones de propiedades termodinámicas
  sistema, de, 12-13
  tablas. *Véase* Propiedades de las tablas y gráficas
  tablas de vapor, 135-137
Propiedades críticas, 835
Propiedades de estancamiento, 824-827
Propiedades de gas ideal
  aire, 910-911, 958-959
  dióxido de carbono, 916-917, 964-965
  hidrógeno, 920, 968
  hidroxilo, 923
  monóxido de carbono, 918-919, 966-967
  nitrógeno, 912-913, 960-961
  oxígeno, 914-915, 962-963
  oxígeno monoatómico, 923
  vapor de agua, 921-922, 969-970
Propiedades de punto crítico, 884, 934
Propiedades específicas, 12
Propiedades extensivas, 12, 689
Propiedades independientes, 15
Propiedades intensivas, 12, 689
Propiedades molares parciales, 698
Propiedades por unidad molar, 138
Propileno, 884, 924, 934, 971
Proteínas, 194
Proteínas de plantas, 194
Proteínas incompletas, 194
Protocolo de Kyoto, 90
Prueba de la caída de presión, 393
P_{sat}, 115-118
psi, 22
Psia, 22
Psicrómetro de tubo, 725
Psig, 22
Punto crítico, 119
Punto de equilibrio, 197
Punto de hielo, 17, 19
Punto de vapor, 18, 20
Punto muerto inferior (PMI), 493
Punto muerto superior (PMS), 493
Punto triple, 19

Q

Quemado de una vela en una habitación bien aislada, 64
Quemador auxiliar para motores de turborreacción, 527

R

R, 18
R-11, 617, 618, 884, 934
R-115, 618
R-12, 617, 618, 884, 934
R-134a, 884, 934
R-21, 617, 884, 934
R-22, 617
R-502, 617
Radiación, 94-95
Radiación de cuerpo negro, 94
Radiación térmica, 94
Rango del gas, 82
Rango eléctrico, 82
rankine (R), 18
Rankine, William, 18, 53, 845
Ranque, Georges, 646
Rayleigh, Lord, 845, 861
Reacción de fisión nuclear, 57
Reacción exotérmica, 762
Reacción por fisión, 56, 57
Reacción por fusión, 57
Reacciones químicas, 751-792
  análisis de combustión inversa, 760-761
  análisis de la primera ley, 765-770
  análisis de la segunda ley, 775-780
  balance de la ecuación de combustión, 755-756
  cambio de entropía, 773-775
  combustión, 753
  combustión de combustible gaseoso con aire húmedo, 758-760
  combustión de flujo estable, 767-769
  combustión en una bomba, 769-770
  entalpía de combustión, 763, 764-765
  entalpía de formación, 763
  poder calorífico, 764
  temperatura de flama adiabática, 770-773

temperatura de punto de rocío de los productos de la combustión, 757-758
trabajo reversible; proceso de combustión, 776
Reacciones simultáneas, 804-806
Reactivo, 754
Recalentado
ciclo Brayton, 517-521
ciclo de potencia de vapor, 564-568, 574-576
expansión de etapas múltiples, 517
turbina de gas, 519-521
Rechazo del calor, 60
Recipiente
calentamiento de gas; agitación, 184-185
cambio de entropía, 341
cargado; recipiente rígido; vapor, 248-250
descarga de agua, 225-226
enfriamiento de fluido caliente, 74-75
mezclas de gases ideales, 691-692
mezclas inflamables de vapores de hidrocarburos, 792
presión de líquido saturado, 128
trabajo potencial de aire comprimido, 438-439
Recubrimiento de agua, 391
Recuperador, 515
Reducción del costo del aire comprimido, 391-400
Refrigeración, 118
Refrigerador, 311-315. *Véase también* Ciclo de refrigeración
afirmación extraordinaria, 310
capacidad de enfriamiento, 608
Carnot, 309-310, 609
cómo trabaja, 287-288
COP, 288-289, 608
definición, 608
energía, 434
expansión del refrigerante 134a, 239-240
interruptor de luz, mal funcionamiento, 314-315
medidas conservativas, 313-314
objetivo, 608
rechazo de calor, 291
termoeléctrico, 634-636
Refrigerador de Carnot, 309-310, 609
Refrigerador termoeléctrico, 634-636
Refrigerante 134a
diagrama *P-h*, 907, 956
enfriamiento de, por agua, 242-244
expansión de, en el refrigerador, 239-240
saturado; tabla de presión, 904, 953
saturado; tabla de temperatura, 902-903, 952
sobrecalentamiento, 905-906, 954-955
Regadera, 240, 241
Regeneración
ciclo Brayton, 515-517
ciclo Ericsson, 504
ciclo Rankine, 568-576
ciclo Stirling, 504
eficiencia, 507
Regenerador, 275, 515, 568
Región de líquido comprimido, 120
Región de mezcla de vapor y líquido saturado, 120
Región de vapor sobrecalentado, 120
Región húmeda, 120
Regla de fases de Gibbs, 809
Regla de Kay, 686
Regla de las fases, 809
Relación
calores específicos, 183
combustible-aire, 754
compresión, 493, 496
conversión de unidades, 9
crítica, 836
desvío, 526
equivalencia, 757
humedad, 719
presión, 509
trabajo inverso, 510
volumen específico, 359-360
Relación aire-combustible (AC), 754
Relación crítica, 835
Relación de Boltzmann, 347
Relación de calores específicos, 183
Relación de compresión, 493, 496
Relación de conversión de unidades, 9
Relación de desvío, 526
Relación de equivalencia, 757
Relación de gas ideal, 137
Relación de humedad, 719
Relación de Mayer, 665
Relación de presiones, 509
Relación de reciprocidad, 656
Relación de trabajo inverso, 510
Relación de volúmenes específicos, 359-360
Relación del ciclo, 656
Relación metabólica basal, 193
Relación θ-β-Ma, 854
Relaciones. *Véase* Relaciones de propiedades termodinámicas
Relaciones de diferenciales parciales, 655-656
Relaciones de Gibbs, 657
Relaciones de Maxwell, 656-658
Relaciones de propiedades. *Véase* Relaciones de propiedades termodinámicas
Relaciones de propiedades termodinámicas, 651-680
cambios de entalpía, 662-663, 670-671, 673-674
cambios de entropía, 663, 671-674
cambios en energía interna, 661-662, 665-667, 671
coeficiente de Joule-Thomson, 668-669
c_p, 664-665
c_v, 664-665
diferenciales, 652-656
ecuación de Claypeyron, 658-661
ecuación de Claypeyron-Clausius, 660
flujo de Rayleigh, 866-867
flujo isentrópico de un gas ideal, 834-386
gases reales, 670-673
oxígeno a altas presiones, 673-674
relación cíclica, 656
relación de Mayer, 665
relación de reciprocidad, 656
relaciones de Gibbs, 657
relaciones de Maxwell, 656-658
relaciones diferenciales parciales, 655-656
Relaciones isentrópicas de gas ideal, 358
Relaciones *T ds*, 350-351
Repulsión de Coulomb, 57
Resolvedor de ecuaciones de ingeniería (EES), 36-38
Resorte lineal, 68
Retículo, 93
RFG, 88
Riemann, G. G. Bernhard, 845
RIIbeta, 197
Rix, Edward, 391
Rochas, Beau de, 494
Rocío, 721
R_u, 137, 138
Ruedas Pelton, 391
Rumford, Count, 62

S

s, 5
S. *Véase* Entropía
Salida de trabajo neto, 174
Savery, Thomas, 2
Secado por enfriamiento, 554
Secadores refrigerados, 399
Seebeck, Thomas, 634
Segunda ley de la termodinámica, *Véase también* Análisis de la segunda ley; Eficiencia de la segunda ley
enunciado de Clausius, 292-293
enunciado de Kelvin-Planck, 287, 292-293
enunciados de la ley, 280
usos, 280-281
Segunda ley de Newton, 6, 10, 522
Segunda relación isentrópica, 358
Segundo (s), 5
Segundo principio de Carnot, 302, 303
Ser humano, *Véase también* Actividades de la vida diaria
agudeza, 467
bienestar, 727-729
células musculares, 194
eficiencia de la primera ley, 468
eficiencia de la segunda ley, 468
felicidad, 468
hábitos de manejo, 534-536
metabolismo, 193
niños, 467
nutrición, 194-198
sudoración, 728-729
transferencia de calor, 95-96, 728, 729
S_{gen}, 380
SI, 4-5, 883-932. *Véase también* Propiedades de gráficas y tablas
Sistema
abierto, 10-11
aislado, 10
cambio de entropía, 378
cerrado, 10, 11
compresible simple, 15
controlado por calor, 633
definición, 10
estacionario, 54
propiedades, 12-13
Sistema abierto, 10-11
Sistema aislado, 10, 443, 444
Sistema compresible simple, 15
Sistema de almacenamiento de aire comprimido, 463-465
Sistema de dos fases, 281
Sistema de refrigeración en cascada de dos etapas, 620-623
Sistema de refrigeración por absorción de agua y amoniaco, 631, 632
Sistema de refrigeración por absorción de bromuro de litio y agua, 631
Sistema de refrigeración por absorción de cloruro de litio y agua, 631
Sistema de refrigeración por compresión de dos etapas, 623-625
Sistema híbrido de potencia (HPS), 782
Sistema inglés, 4, 5, 933-973. *Véase también* gráficas y tablas de propiedades
Sistema Internacional, 4

Sistema Linde-Hampson, 627
Sistema métrico, 5-6
Sistemas cerrados, 10-11
Sistemas de alumbrado, 80
Sistemas de refrigeración con compresión en etapas múltiples, 623-625
Sistemas de refrigeración de propósito múltiple con un solo compresor, 625-626
Sistemas de refrigeración en cascada, 620-623
Sistemas de refrigeración por absorción, 631-634
Sistemas de unidades, 4-5
Sistemas estacionarios, 54, 72
Sistemas innovadores de refrigeración por compresión de vapor, 620-628
Sistemas no reactivos, 751
Sistemas operados por calor, 633
Sistemas reactivos, 751. *Véase también* Reacciones químicas
SO_2, 88
Sobrepeso, 198
Sobresaturación, 870
Solidificación de gases, 628
Sólido, 112-113
  cambios de energía interna, 189
  cambios de entalpía, 189-190
  cambios de entropía, 351-354
  diagramas de propiedades, 121-124
  propiedades, 889, 939
Solubilidad, 811, 813
Solución ideal, 699-701
Soluciones líquidas diluidas, 701
Stevin, Simon, 25
Stirling, 503-507
Stirling inverso, 503-507
  superior, 587
  termodinámico, 487
  turbina de gas, 513-514
  vapor binario, 586-588
  vapor de Carnot, 552-553
Subíndice *f*, 127
Subíndice *fg*, 127
Subíndice prom, 130
Sublimación, 124, 813
Sudoración, 728-729
Superficie de control, 11
Superficie *P*-*v*-*T*, 125-126
Suposiciones
  aire estándar, 492
  aire frío estándar, 493
  técnica de resolución de problemas, como parte de, 34
Suposiciones de aire estándar, 492
Suposiciones estándar de aire enfriado, 493
Sustancia pura
  cambio de entropía, 339-343
  definición, 112
  fases, 112-113
  gas. *Véase* Gas
  líquido. *Véase* Líquido
  proceso de cambio de fase, 113-126
  sólido. *Véase* Sólido
Sustancias incompresibles, 189

T

T, 5
Tabla de Bridgman, P. W., 680
Tablas de vapor, 135-137
Tasa de transferencia de calor, 61
Tasa térmica, 555
Taylor, G. I., 845
Técnica para la resolución de problemas, 33-35
  cálculos, 34
  enunciados de problemas, 33
  esquemática, 33
  leyes físicas, 34
  propiedades, 34
  razonamiento, verificación y análisis, 34
  suposiciones / aproximaciones, 34
Temperatura, 17
  absoluta, 304
  bofetada, 192
  bulbo húmedo, 726-727
  bulbo seco, 720
  casa. *Véase* Mezclas de gas y vapor
  ciclo Rankine, 561, 562-564
  constante de equilibrio (k_p), 806-807
  crítica, 119
  dinámica, 825
  energía interna, 666-667
  escala de temperatura termodinámica, 303-305
  estancamiento, 825
  flama adiabática, 770-773
  función continua, como, 810
  ignición, 754
  inversión, 668
  pseudocrítica, 686
  punto de rocío, 721-722
  punto triple, 123
  reducida, 141
  saturación, 115-118
  saturación adiabática, 723-724
  vapor saturado; cilindro, 128
  vapor sobrecalentado, 133
Temperatura absoluta, 304
Temperatura crítica, 119
Temperatura de bulbo húmedo, 724-725
Temperatura de bulbo seco, 720
Temperatura de combustión adiabática, 770
Temperatura de disociación del hidrógeno, 798-799
Temperatura de estancamiento, 825
Temperatura de flama adiabática, 770-773
Temperatura de ignición, 754
Temperatura de inversión, 668
Temperatura de saturación (T_{sat}), 115-118
Temperatura de saturación adiabática, 723-724
Temperatura del punto de rocío, 721-722
Temperatura del punto triple, 123
Temperatura dinámica, 825
Temperatura máxima de inversión, 668
Temperatura reducida, 141
Temperatura total, 825
Tensión superficial, 68
Teorema del transporte de Reynolds, 253, 254
Teoría calórica, 61
Teoría cinética, 61
Teoría de flujo de gases raros, 13
Tera (T), 5
Tercera ley de la termodinámica, 347, 774
Tercera relación isentrópica, 358
Termodinámica
  clásica, 3
  definición, 2
  estadística, 3
  ley cero, 17
  primera ley. *Véase* Primera ley de la termodinámica
  segunda ley. *Véase* Segunda ley de la termodinámica
  tercera ley, 347
Termodinámica clásica, 3
Termodinámica estadística, 3
Termómetro de gas de volumen constante, 18
Termopar, 635
Termopar tipo T, 635
Tetraclocuro de carbono, 884, 934
Tetraetilo de plomo, 497
Tetrafluoroetano (R-134a), 884, 934
Thompson, Benjamin (Count Rumford), 62
Thomson, William (Lord Kelvin), 2, 18, 53, 304
Tobera
  aceleración de vapor, 235-236
  convergencia, 836-841
  convergencia y divergencia. *Véase* Toberas convergente y divergente
  eficiencia isentrópica, 375-377
  flujo isentrópico, 836-841
  jardín, manguera de, 224-225
  Laval, 832, 846
  vapor, 869-872
  Venturi, 831
Tobera convergente, 836-841
Tobera de Laval, 832, 846
Tobera de vapor, 869-872
Tobera de Venturi, 831
Toberas convergente y divergente, 831, 841-845
  contrapresión, 842-844
  flujo de aire, 844-845
  flujo de gas, 870-872
  onda de choque, 850-851
Tolueno, 925, 972
Torr, 30
Torre de enfriamiento de tiro natural, 738
Torre húmeda de enfriamiento, 737-739
Torricelli, Evangelista, 29
Trabajo
  aceleración de un cuerpo, 68, 69
  alrededores, 428
  barras sólidas elásticas, 67-68
  calor, comparado con, 63
  compresor, 366-370
  definición, 7
  eléctrico, 65
  elevación de un cuerpo, 68, 69
  estiramiento en forma líquida, 68
  flecha, 66, 67
  flujo, 226-227, 254
  formas mecánicas, 66-70
  formas no mecánicas, 69-70
  frontera, 166-169
  fuerzas de presión, 253-255
  magnético, 70
  pérdida. *Véase* Destrucción de exergía
  polarización eléctrica, 70
  potencial. *Véase* Exergía
  resorte, 67
  reversible, 428, 459, 702
  reversible de flujo estable, 362-366
  total, 252
  transferencia de energía, 62-65, 73
  transferencia de exergía, 442
  unidad de medida, 7
  útil, 428
Trabajo de flecha, 66-67
Trabajo de frontera, 166-169
Trabajo de polarización eléctrica, 70
Trabajo de tensión superficial, 68
Trabajo de un resorte, 67
Trabajo del compresor, 366-370
Trabajo eléctrico, 65
Trabajo en los alrededores (W_{alr}), 428
Trabajo en una frontera en movimiento, 166-169

Trabajo magnético, 70
Trabajo perdido. *Véase* Destrucción de exergía
Trabajo potencial desperdiciado. *Véase* Destrucción de exergía; Irreversibilidad
Trabajo potencial. *Véase* Exergía
Trabajo reversible (W_{rev}), 428, 459, 702
Trabajo reversible de flujo estable, 362-366
Trabajo reversible; proceso de combustión, 776
Trabajo total, 252
Trabajo útil (W_u), 428
Trampa, 571
Transductores de presión, 29
Transductores de presión absoluta, 22, 23
Transductores de presión de estado sólido, 29
Transductores de presión de extensión, 29
Transductores de presión diferencial, 29
Transductores de presión piezoeléctricos, 29
Transductores de presión manométrica, 29
Trasbordador espacial orbital-Mach 3, 852
Transferencia de calor, 92-96
  calentamiento de un horno, 65
  conducción, 92-93
  convección, 93-94
  flujo de Rayleigh. *Véase* Flujo de Rayleigh
  gas, de, 455-457
  generación de entropía, 338-339, 388-390
  irreversibilidad, 298
  persona, desde una, 95-96
  radiación, 94-95
  ser humano, 728, 729
  transferencia de entropía, 378-379
  transferencia de energía, 60-61, 73
  transferencia de exergía, 440-442
  velocidad de flujo, 865
Transferencia de energía
  calentado por, 60-61, 73
  flujo másico, 73
  mecanismos de, 73-78
  trabajo, por, 62-64, 73
Transferencia de exergía por calor (X_{calor}), 440-442
Transferencia de exergía por masa (X_{masa}), 442-443
Transferencia de exergía por trabajo ($X_{trabajo}$), 442
Transformaciones de fases, 112-113
Transmisión delantera, 532
Transmisión manual, 531
Transporte de energía por masa, 228, 229
Tratado de la Convención Métrica, 5
Trayectoria, 15
Triclorofluorometano (R-11), 884, 934
Trompeta de agua, 391
T_{sat}, 115-118
Tuberías y flujo en un ducto, 244-246
Tubo de Bourdon, 29
Tubo de Hilsch, 646
Tubo de Ranque-Hilsch, 646
Tubo vórtice, 646-647
Turbina, 236
  eficiencia isentrópica, 371-372
  generación de potencia, 237-238
  LM5000, 233
  LNG, 353
  remplazo de una válvula, 353-354
  reversible, 366
Turbina de gas, 543
Turbina de gas 7FA, 543
Turbina de gas LM2500 General Electric, 509
Turbina de gas LM2500, 509
Turbina de gas LM5000 General Electric, 233, 543
Turbina de gas LM5000, 233, 543
Turbina de gas natural licuado (LNG), 353
Turbina de gas WR-21
Turbina de gas WR-21 General Electric, 509
Turbina de vapor. *Véase también* Turbina
  análisis de la segunda ley, 460-462
  generación de potencia, 237-238
Turbina de viento, 426-427
Turbina LNG, 353
Turbina radial óptima, 511
Turbina reversible, 366
Turbina-generador, 84
Turbina hidráulica-generador, 84-85
Turbinas eólicas, 105-106
Twining, Alexander, 612

U

U. *Véase* Energía interna
Unidad de refrigerador y congelador, 626
Unidad térmica británica (Btu), 7
Unidades, 3
Unidades de fuerza, 6
Unidades de medida, 6-7
Unidades secundarias, 9
United States Customary System (USCS), 4
USCS, 4

V

Valores de referencia, 135
Válvula de suministro, 493
Válvula del escape, 493
Válvulas de estrangulamiento, 239
Van der Waals, Johannes Diderik, 144
Vapor
  expansión de, 448-451
  propiedades, 885, 935
  sobrecalentado, a altas temperaturas, 561, 562-564
  sobresaturado, 870
  turbina, 237-238, 460-462
  uso, 551
Vapor, 137. *Véase también* Gas
Vapor de agua
  entropía absoluta, 924, 971
  cantidad de aire en una habitación, 720-721
  entalpía de formación, 924, 971
  función de formación de Gibbs, 924, 971
  gas ideal, como, 139
  propiedades de gas ideal, 921-922, 969-970
Vapor saturado, 114, 127-129
Vapor sobrecalentado, 115, 132-133
Vapor sobrecalentado a altas temperaturas, 561, 562-564
Vapor sobresaturado, 870
Vapores hidrocarburos, 792
Vaporizar, 114
Vehículo. *Véase* Automóvil
Vehículo motorizado. *Véase* Automóvil
Vehículos diseñados aerodinámicamente, 531, 532
Velocidad de sobremarcha, 531
Velocidad del fluido con el área del flujo, 832-834
Velocidad del sonido, 827-828
Velocidad promedio, 221
Velocidad sónica, 827
Ventaja mecánica ideal, 26
Ventanillas entintadas, 532
Ventilador
  aceleración de aire, 75
  efecto de calentamiento, 76
  eficiencia mecánica, 83
  presión de gas, 236
Ventilador de expansión, 856
Vida diaria. *Véase* Actividades de la vida diaria
Volumen
  componente, 685
  control, 10-11
  crítico específico, 119
  de espacio libre, 493
  desplazamiento, 493
  específico, 13
  específico seudorreducido, 143
Volumen de control, 10-11
Volumen de desplazamiento, 493
Volumen de espacio libre, 493
Volumen específico, 13
Volumen específico crítico, 119
Volumen específico seudorreducido, 143
Volumen parcial, 685

W

Wall, generación de entropía, 382-383
W_{alr}, 428
W_{rev}, 428, 459, 702
W_u, 428

X

X_{calor}, 440-442
Xenón, 884, 934
X_{masa}, 442-443
$X_{trabajo}$, 442

Y

Young, Thomas, 53

Z

Z, 139-141, 686
Zeuner, Gustav, 231